

Análise térmica do sistema de arrefecimento de um sensor ótico

Ana Raquel Oliveira Leça

Dissertação de Mestrado

Orientador na FEUP: Prof. Paulo Coelho

Orientador na BOSCH: Eng. José Azevedo



Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Julho 2019

Resumo

No mundo altamente computadorizado em que vivemos, a gestão térmica de componentes eletrônicos é cada vez mais importante para o correto funcionamento de inúmeros dispositivos. De entre as várias tecnologias disponíveis para este fim, o baixo consumo energético, fiabilidade, ausência de partes móveis e design compacto dos dispositivos termoelétricos por efeito de Peltier torna-os especialmente adequados para o controlo de temperatura na eletrónica de pequena escala. Assim, foi adotado um sistema termoelétrico para a gestão térmica de um sensor ótico a ser desenvolvido na Bosch *Car Multimedia*.

O foco do presente estudo é a análise e otimização deste sistema de arrefecimento, constituído por um dispositivo termoelétrico e um dissipador de calor com ventoinha acoplados à componente estrutural do sensor. As componentes ótica e eletrónica do sensor foram desprezadas porque ainda não estão completamente desenvolvidas e incorporadas no protótipo e porque a sua potência dissipada é reduzida em relação à potência transmitida a partir do ar ambiente, que é o fator que mais influencia a temperatura interna.

Uma primeira abordagem passou por desenvolver um modelo analítico unidimensional do sensor com recurso ao software EES, útil para elaboração de estudos paramétricos. O software Ansys permitiu depois estudar um modelo mais completo tridimensional, através do qual se obteve uma melhor aproximação da distribuição das temperaturas nos componentes do sensor e se pôde estudar influências de alterações do design. O último passo consistiu em comparar os resultados dos modelos analíticos, numéricos com resultados de testes experimentais realizados.

Através destes estudos foi possível obter parâmetros importantes na caracterização do sistema, como a velocidade do ar, os coeficientes de transferência de calor, a perda de carga no dissipador e as resistências térmicas dos componentes. Percebeu-se também que os fatores dominantes na temperatura interna do sensor são a temperatura ambiente e a energia conduzida através dos dois parafusos principais do sistema. Apesar das medições experimentais validarem os modelos computacionais, evidencia-se que os mesmos apresentam algumas limitações, de entre as quais a aproximação da resistência elétrica do dispositivo termoelétrico a uma constante independente da temperatura.

Adicionalmente, constatou-se que o sistema atual em uso apresenta um grau de eficiência reduzido quando exposto a temperaturas ambiente superiores a 75°C, pelo que se apresentaram propostas de melhoramento do mesmo, como utilizar parafusos de resina PEEK em vez de aço, diminuir o diâmetro dos mesmos e introduzir um isolamento térmico, alterações que permitem obter aumentos de eficiência não desprezáveis.

Abstract

Thermal Analysis of a cooling system used in an optic sensor

In the highly computarized world we currently live in, the thermal management of electronic devices is increasingly more important. Amongst several available technologies for electronics cooling, the low energetic consumption, reliability, absence of movable parts and compact desing of thermoeletric devices makes them particularly fit for small scale eletronics. Therefore, a thermoeletric cooling system was chosen for the thermal management of an optic sensor being developed in Bosch *Car Multimedia*.

Therefore, the purpose of this sutdy is to analyse and optimize this system, which is composed by a Thermoeletric cooling device, an heatsink and a fan. The optical and electronic components were disregarded because they are not fully developed and included in the prorotype yet, and also because their influence is small in comparison to the heat transfer that occurs from the outside ar.

As a first approach to the system, an analytical unidimensional model was created, using the software EES, which is useful to conduct parametric studies. Using the Ansys software, a more complex and tri-dimensional model was studied, which resulted a better aproximation of temperature distribution. Structural changes were also tested. The last step was comparing the analytical and numerical results to the results of the experimental tests that were performed.

Through these studies, it was possible to determine important parameters that characterize the system, such as velocity, heat transfer coefficients, pressure drop in the heatsink and thermal resistances. It was concluded that the parameters which have the highest impact in the thermal load which the sensor is under are the room temperature and the energy conducted through the screws. The experimental measurements validate the computational models, however, it is clear that they present some limitations, such as approximating the eletrical resistance of the element to a constant which is temperature independent.

It was noted that the current cooling system being used has a very low efficiency when it is used for room temperatures above 75°C, so some improvement proposals were presented, such as replacing the screws material for a less conductive one, diminish their diameter and introduce a thermal insulation layer. These changes allow for significant energy savings.

Agradecimentos

Em primeiro lugar, gostaria de agradecer ao professor Dr. Paulo Martins Coelho, por toda a disponibilidade, ajuda e paciência demonstrada. O seu conhecimento, pensamento crítico e rigor foram essenciais para o desenvolvimento deste estudo. Um sincero obrigada.

Deixo também um agradecimento ao engenheiro José Azevedo, o meu supervisor na Bosch, que me fez sentir bem-vinda na equipa desde o primeiro momento e sempre se prontificou para ajudar no que fosse necessário durante o estágio e também ao engenheiro António Lopes, a pessoa responsável pelo projeto na equipa, por ter fornecido todas as informações necessárias e me ter permitido utilizar os seus dados quando necessário.

A todos os membros da equipa ENG-1, um obrigado especial por me terem acolhido tão naturalmente e terem feito esta experiência num ambiente empresarial ainda mais positiva. Um agradecimento sincero ao físico André Pereira, por ter contribuído com o seu conhecimento, apoio e sugestões sempre que possível, e, acima de tudo, pela amizade que me ofereceu desde o começo do estágio.

E porque sem eles não teria alcançado os objetivos a que me propus, um obrigado sentido à minha mãe, Ana Leça, e ao meu irmão, Samuel Leça, por terem sido o meu apoio e força incondicional durante todo o meu percurso.

E por último, mas não menos importante, deixo um grande agradecimento a todos os meus amigos, por todas as experiências e por terem estado a meu lado, a crescer comigo, durante os bons e os maus momentos. Obrigada por terem feito da minha experiência neste curso a melhor que poderia pedir e da FEUP uma verdadeira casa.

Termino com uma palavra de apreço por todos aqueles que, de alguma maneira, cruzaram o meu percurso. Aos que ficaram pelo caminho e aos que nele ainda se encontram, deixo um agradecimento pela sua contribuição para o meu desenvolvimento enquanto pessoa.

"The important thing is not to stop questioning. Curiosity has its own reason for existence. One cannot help but be in awe when he contemplates the mysteries of eternity, of life, of the marvelous structure of reality. It is enough if one tries merely to comprehend a little of this mystery each day."

Albert Einstein

Conteúdo

1	Introdução	1
1.1	Contextualização	1
1.2	Apresentação da empresa	1
1.3	Motivação	2
1.4	O RCS - <i>Road Condition Sensor</i>	3
1.5	Objetivos do projeto	5
1.6	Estrutura da dissertação	6
2	Arrefecimento por efeito de Peltier	9
2.1	Termoeletricidade	9
2.1.1	Efeitos de Seebeck, Peltier e Thomson	9
2.2	Arrefecimento Termoelétrico	11
2.2.1	Parâmetros operacionais dos dispositivos de Peltier	13
2.2.2	Carga Térmica	16
2.2.3	Fatores de desempenho e valores ótimos num dispositivo de Peltier	17
2.3	Dissipador de calor	18
3	Descrição do sensor da condição do piso	21
3.1	Funcionamento do sensor da condição do piso	21
3.2	Estrutura do sensor da condição do piso	24
3.3	Elementos utilizados	27
3.3.1	Dipositivo TEC	27
3.3.2	Dissipador de calor	29
3.3.3	Ventoinha	31
3.3.4	Proteção do sensor	32
3.3.5	Parafusos e casquilho	33
3.3.6	Placa de pressão	34
4	Estudo analítico	37
4.1	Resistência térmica de um dissipador de calor	39
4.2	Exemplo de cálculo da velocidade do ar no dissipador de calor	43
4.3	Cálculo da perda de carga e caudal real do sistema	46
4.4	Formulação analítica com recurso ao EES	51
4.5	Análise dos resultados analíticos	54
4.5.1	Alteração do diâmetro dos parafusos	58
5	Análise numérica	61
5.1	Sistema A	62
5.1.1	Refinamento da malha	62
5.1.2	Resultados do sistema A	65

5.1.3	Comparação com a análise analítica	69
5.2	Sistema B	71
5.2.1	Comparação com o sistema A	73
5.2.2	Mudança do material dos parafusos	77
5.2.3	Implementação de isolamento	77
5.3	Escoamento da ventoinha no dissipador	79
6	Análise experimental	83
6.1	Sistema A	84
6.1.1	Apresentação e análise dos resultados experimentais	85
6.1.2	Comparação com os valores analíticos e numéricos	87
6.2	Sistema B	89
6.2.1	Apresentação e análise dos resultados experimentais	92
6.2.2	Comparação com a análise numérica	96
6.2.3	Comparação com o sistema A	98
6.3	Resistência elétrica do TEC	99
6.3.1	Determinação experimental da resistência do TEC	103
7	Conclusões e trabalhos futuros	105
7.1	Conclusões	105
7.2	Trabalhos futuros	106
	Referências	109
A	EES: Programa implementado e resultados	113
B	ANSYS: Resultados obtidos	121
B.1	Sistema A	121
B.2	Sistema B	123
C	Teste experimental do sistema B: Resultados	127

Nomenclatura

A	Área de secção das pastilhas [m^2]
A_b	Área da superfície não alhetada do dissipador [m^2]
A_{cd}	Área de condução [m^2]
A_{cv}	Área de convecção [m^2]
A_d	Área da base do dissipador [m^2]
A_n	Área de secção das pastilhas do tipo n [m^2]
A_p	Área de secção das pastilhas do tipo p [m^2]
$A_{passagem}$	Área de passagem do escoamento no dissipador [m^2]
A_{rad}	Área de radiação [m^2]
A_s	Área da base do dissipador que está em contacto com o TEC [m^2]
A_t	Área total da transferência de calor no dissipador [m^2]
A_{topo}	Área de secção da alheta [m^2]
$A_{ventoinha}$	Área de secção da saída da ventoinha [m^2]
b	Comprimento do lado da alheta [m]
f_l	Coefficiente de fricção [-]
h_{cv}	Coefficiente de transferência de calor por convecção [$\text{W}/(\text{m}^2.\text{K})$]
h_{rad}	Coefficiente de transferência de calor por radiação [$\text{W}/(\text{m}^2.\text{K})$]
I	Corrente [A]
I_{max}	Corrente máxima [I]
I_{ot}	Corrente ótima [A]
k	Condutividade térmica [$\text{W}/(\text{m.K})$]
k_{exp}	Coefficiente de expansão de uma perda localizada [-]
K_L	Coefficiente de perda localizada [-]
k_n	Condutividade térmica de uma pastilha do tipo n [$\text{W}/(\text{m.K})$]
k_p	Condutividade térmica de uma pastilha do tipo p [$\text{W}/(\text{m.K})$]
K_{Tec}	Condutância do TEC [W/K]
K_{term}	Condutância térmica [W/K]
K_{termop}	Condutância do termopar [W/K]
K_1	Coefficiente de correção no cálculo do coeficiente de fricção [-]
L	Comprimento das pastilhas [m]
L_a	Comprimento de uma alheta [m]
L_c	Comprimento corrigido de uma alheta [m]
L_n	Comprimento das pastilhas do tipo n [m]
L_p	Comprimento das pastilhas do tipo p [m]
m	Variável auxiliar no cálculo da eficiência das alhetas [m^{-1}]
N_a	Número de alhetas no dissipador [-]
N_f	Número de filas de alhetas no dissipador [-]
N_t	Número de termopares do TEC

P_e	Potência elétrica [W]
P_s	Perímetro da secção da alheta [m]
Q_c	Energia absorvida no lado frio [J]
$\dot{Q}_c$	Potência calorífica absorvida no lado frio [W]
q_{alheta}	Energia transferida numa alheta [J]
Q_{cd}	Energia transferida por condução [J]
$Q_{condDissipador}$	Energia transferida por condução no dissipador [J]
$Q_{condParafusos}$	Energia transferida por condução nos parafusos [J]
$Q_{condPlacaCeramica1}$	Energia transferida por condução na placa de cerâmica 1 [J]
$Q_{condPlacaPress}$	Energia transferida por condução na placa de pressão [J]
$Q_{condProtec}$	Energia transferida por condução na proteção do sensor [J]
$Q_{condTim1}$	Energia transferida por condução no Tim 1 [J]
$Q_{condTim2}$	Energia transferida por condução no Tim 2 [J]
$Q_{convec1PlacaPress}$	Energia transferida por convecção para a placa de pressão [J]
$Q_{convecProtec}$	Energia transferida por convecção para a proteção do sensor [J]
$Q_{convecTim1}$	Energia transferida por convecção para o Tim 1 [J]
Q_{cv}	Energia transferida por convecção [J]
Q_h	Energia libertada no lado quente [J]
$\dot{Q}_h$	Potência calorífica libertada no lado quente [W]
q_{max}	Energia transferida numa alheta ideal [J]
$\dot{Q}_{max}$	Potência máxima passível de ser transferida por uma superfície alhetada [W]
Q_p	Calor de Peltier [J]
$\dot{Q}_p$	Potência calorífica de Peltier [W]
Q_{rad}	Energia transferida por radiação [J]
$Q_{rad1PlacaPress}$	Energia transferida por radiação para a placa de pressão [J]
$Q_{radProtec}$	Energia transferida por radiação para a proteção do sensor [J]
$Q_{radTim1}$	Energia transferida por radiação para o Tim 1 [J]
$\dot{Q}_t$	Potência total transferida por uma superfície alhetada [W]
R	Resistência [Ω]
$R_{dissipador}$	Resistência térmica do dissipador [K/W]
R_{cd}	Resistência térmica de condução [K/W]
$R_{cd_{base}}$	Resistência de condução da base do dissipador [K/W]
R_{cv}	Resistência térmica de convecção [K/W]
Re	Número de Reynolds [-]
R_{elet}	Resistência elétrica [Ω]
R_{elet_n}	Resistência elétrica da pastilha do tipo n [Ω]
R_{elet_p}	Resistência elétrica da pastilha do tipo p [Ω]
$R_{elet_{Tec}}$	Resistência elétrica do Tec [Ω]
$R_{elet_{termop}}$	Resistência elétrica do termopar [Ω]
R_{rad}	Resistência térmica de radiação [K/W]
R_{sup}	Resistência resultante da condução tridimensional que existe entre o TEC e a base do dissipador [K/W]
R_{term}	Resistência térmica [K/W]
$R_{term_{termop}}$	Resistência térmica do termopar [K/W]
R_0	Resistência térmica do dissipador em condições monodimensionais [K/W]

S	Coeficiente de Seebeck [V/K]
S_L	Distância entre centros de alhetas na direção transversal [m]
S_n	Coeficiente de Seebeck de uma pastilha do tipo n [V/K]
S_p	Coeficiente de Seebeck de uma pastilha do tipo p [V/K]
S_T	Distância entre centros de alhetas na direção longitudinal [m]
S_{Tec}	Coeficiente de Seebeck do TEC [V/K]
S_{termop}	Coeficiente de Seebeck do termopar [V/K]
T_{amb}	Temperatura ambiente [K]
t_b	Espessura da base do dissipador [m]
T_b	Temperatura da base do dissipador de calor [K]
T_c	Temperatura do lado frio do TEC [K]
T_h	Temperatura do lado quente do TEC [K]
$T_{h_{max}}$	Temperatura máxima do lado quente [K]
T_{sup}	Temperatura da superfície de um dado elemento genérico [K]
T_2	Temperatura lida pelo sensor de temperatura do lado frio [°C]
T_5	Temperatura na face fria do TEC [°C]
T_6	Temperatura na face quente do TEC [°C]
T_∞	Temperatura do meio ambiente [K]
V	Voltagem [V], Velocidade [m/s]
$V_{horizontal}$	Componente horizontal da velocidade [m ²]
V_{max}	Voltagem máxima [V]
$V_{ventoinha}$	Velocidade de saída da ventoinha [m/s]
$\dot{v}_{ventoinha}$	Caudal volúmico do ar que sai da ventoinha [m ³ /s]
$V_{vertical}$	Componente vertical da velocidade [m/s]
W	Comprimento do lado do dissipador [m]
Z	Fator de mérito [K ⁻¹]
ZT	Fator de mérito adimensional [-]
ρ	Massa volúmica [Kg/m ³], Resistividade elétrica [$\Omega.m$]
ρ_n	Resistividade das pastilhas do tipo n [$\Omega.m$]
ρ_p	Resistividade das pastilhas do tipo p [$\Omega.m$]
Δp	Perda de carga [Pa]
ΔT	Diferença de temperaturas entre o lado quente e frio do TEC ($T_h - T_c$)
ΔT_{max}	Diferença máxima de temperaturas entre o lado quente e frio do TEC ($T_h - T_c$) [K], [°C]
σ	Emissividade [-]
ε	Constante de Stefan-Boltzmann [W/(m ² .K ⁴)]
η_b	Diferença de temperaturas entre a base das alhetas e do meio ambiente [K], [°C]
η_0	Eficiência da transferência de calor numa superfície alhetada [-]

Abreviaturas:

CAN	<i>Controller Area Network Interface</i>
CC	<i>Chassis Systems Control</i>
COP	Coeficiente de desempenho do TEC
EES	<i>Engineering Equation Solver</i>
NTC	<i>Negative temperature coefficient</i> (termistor)
PCB	<i>Printed Circuit Board</i>
PEEK	Poli-eter eter acetona
PID	<i>Proportional–integral–derivative</i>
PS	<i>Passive Systems</i>
RCS	<i>Road Condition Sensor</i>
RPM	Rotações por minuto
TEC	<i>Thermoelectric Cooler</i>
TIM	<i>Interface material</i> , material de interface

Lista de Figuras

Figura 1.1:	A Bosch em números.	1
Figura 1.2:	Diferentes protótipos do RCS estudados.	3
Figura 1.3:	Versão 4 do sensor RCS (onde se pode ver uma representação dos feixes laser).	4
Figura 1.4:	Variação do comprimento de onda dos lasers em função da temperatura. Lasers representados: 980nm, 1310 nm e 1550nm.	5
Figura 2.1:	Circuito de um termopar, em que T_h e T_c representam a junta quente e fria, respetivamente.	10
Figura 2.2:	Relação entre efeitos de Thomson e Peltier.	11
Figura 2.3:	Estrutura esquemática de um arrefecedor termoelétrico [1].	12
Figura 2.4:	Princípio de funcionamento de um termopar.	13
Figura 2.5:	Balanço de conservação de energia nas faces quente e fria do TEC . . .	15
Figura 2.6:	Diferentes configurações adotadas num dissipador de calor.	19
Figura 2.7:	Secções e disposições possíveis para as alhetas (Vista de cima).	19
Figura 2.8:	Sistema de arrefecimento composto por ventilador, dissipador e TEC. . .	20
Figura 3.1:	Reflexão dos lasers na pirâmide.	21
Figura 3.2:	Método de random forest.	22
Figura 3.3:	Esquema do PCB	23
Figura 3.4:	Estrutura exterior do sensor. A-proteção inferior; B-feixes emitidos; C-proteção superior; D-ventoinha; E-dissipador de calor.	24
Figura 3.5:	Vista do interior do sensor. D-ventoinha; E-dissipador de calor; F-cone de reflexão; I-lente do laser; H-laser (x4); Q-Placa de pressão; R-TEC .	25
Figura 3.6:	Vista do interior do laser. E-dissipador de calor; H-Laser (x4); I-lente; J1 e J2-Placas de cerâmica do TEC; L-Casquilho dos parafusos; M-Parafuso; N-Camada de cobre do TEC; O-Placa de pressão; P-Pastilhas do TEC. .	25
Figura 3.7:	Cubo de inserção dos lasers, que se localizam nos 4 furos em cada face. Pirâmide no centro para refletir os feixes emitidos.	26
Figura 3.8:	Localização da placa PCB.	26
Figura 3.9:	Esquema de um termopar. Cada pastilha tem comprimento L e área de secção A	27
Figura 3.10:	Desenho mecânico do dispositivo de Peltier utilizado (dimensões em mm). .	28
Figura 3.11:	Desenho mecânico do dissipador de calor (dimensões em mm).	29
Figura 3.12:	Desenho mecânico da ventoinha (dimensões em mm).	31
Figura 3.13:	Curva característica da ventoinha.	32
Figura 3.14:	Proteção superior (a verde, na direita) e inferior (cinzento, na esquerda). .	32
Figura 3.15:	Proteção superior (esquerda) e proteção inferior (direita)	33

Figura 3.16:	Dimensões do parafuso utilizado. L: comprimento do parafuso, H: comprimento da cabeça do parafuso, D: Diâmetro da cabeça do parafuso, J: distância entre faces do furo hexagonal.	33
Figura 3.17:	Dimensões do casquilho utilizado.	34
Figura 3.18:	Placa de pressão.	35
Figura 4.1:	Vista de frente do sistema A em corte, sendo possível ver a entrada dos parafusos no dissipador.	38
Figura 4.2:	Representação da distribuição de calor entre o TEC e a base do dissipador.	40
Figura 4.3:	Distribuição expectável de temperaturas na face de contacto do dissipador, caso o TEC esteja centrado.	40
Figura 4.4:	Sistema de resistências num dissipador.	43
Figura 4.5:	Dimensões de um dissipador de calor (vista de frente).	43
Figura 4.6:	Divisão da velocidade do dissipador em duas componentes.	44
Figura 4.7:	Área de passagem do escoamento ao sair do ventilador (a cinzento).	44
Figura 4.8:	Vista de cima do escoamento horizontal no dissipador de calor.	45
Figura 4.9:	Vista de cima do escoamento horizontal no dissipador de calor (esquerda) e vista de frente das várias áreas em análises (direita).	45
Figura 4.10:	Vista de cima e de frente de um dissipador de calor com alhetas de secção circular e escoamento paralelo à base.	47
Figura 4.11:	Coeficiente de contração.	48
Figura 4.12:	Coeficiente de mudança de direção.	48
Figura 4.13:	Curva característica de perda de carga do dissipador.	50
Figura 4.14:	Intersecção das curvas do dissipador e do ventilador.	51
Figura 4.15:	Esquema da localização de cada temperatura analisada no EES.	54
Figura 4.16:	Evolução da potência elétrica e COP com a corrente.	56
Figura 4.17:	Evolução da potência absorvida no lado frio com a corrente.	57
Figura 4.18:	Temperatura em função da corrente.	57
Figura 4.19:	Potência absorvida no lado frio em função da corrente.	58
Figura 4.20:	Comparação da potência absorvida no lado frio para parafusos M2 e M2,5.	59
Figura 5.1:	Malha 1 (esquerda) e malha 3 (direita).	63
Figura 5.2:	Malha utilizada (malha 3).	64
Figura 5.3:	Malha utilizada (malha 3).	64
Figura 5.4:	Distribuição de temperaturas no plano do sensor de temperatura do lado frio para uma corrente de 1 A e temperatura ambiente de 65°C. Como se observa pela escala de cores, a temperatura mínima corresponde à temperatura no centro do componente.	66
Figura 5.5:	Evolução das temperaturas em função da corrente.	66
Figura 5.6:	Distribuição de temperaturas no sistema A, para uma corrente de 1 A e temperatura ambiente de 65°C.	67
Figura 5.7:	Distribuição de temperaturas no dissipador de calor, para uma corrente de 1 A e temperatura ambiente de 65°C.	68
Figura 5.8:	Distribuição de temperaturas na placa de pressão, para uma corrente de 1 A e temperatura ambiente de 65°C.	68
Figura 5.9:	Comparação entre os valores analíticos e numéricos de T_c e T_h	70
Figura 5.10:	Comparação entre os valores analíticos e numéricos da voltagem e potência calorífica absorvida no lado frio.	70
Figura 5.11:	Sistema B.	71

Figura 5.12:	Malha utilizada no sistema B. Vista da proteção do sensor e do dissipador. A proteção inferior foi removida para se poder visualizar o interior.	72
Figura 5.13:	Malha utilizada no sistema B. É possível observar a proteção superior do sensor o interior deste.	72
Figura 5.14:	Comparação entre a evolução das temperaturas em função da corrente para o sistema A e B.	74
Figura 5.15:	Comparação entre o calor absorvido em função da corrente para o sistema A e B.	74
Figura 5.16:	Distribuição de temperaturas na proteção do sensor para 65°C e 0,8 A (à esquerda: proteção superior do lado de fora. à direita: proteção superior do lado de dentro).	75
Figura 5.17:	Distribuição de temperaturas no cubo dos lasers.	75
Figura 5.18:	Temperatura do ar interior e exterior, inseridos num volume de controlo com temperatura ambiente a 65°C.	76
Figura 5.19:	Distribuição de temperaturas no ar interior, com a temperatura ambiente a 65°C e $I=1$ A.	76
Figura 5.20:	Comparação da temperatura do ar interior sem isolamento (acima) e com isolamento (abaixo).	79
Figura 5.21:	Simulação do escoamento do ventilador. A escala de cores representa o módulo da velocidade.	80
Figura 5.22:	Simulação do escoamento do ventilador: vista de frente. A escala de cores representa o módulo da velocidade.	80
Figura 5.23:	Escoamento do ventilador com o ar exterior.	81
Figura 6.1:	Modelo utilizado no teste (imagens captadas após o teste).	84
Figura 6.2:	Posição dos sensores de temperatura no setup do sistema A.	84
Figura 6.3:	Corrente e potência elétrica em função da temperatura ambiente.	86
Figura 6.4:	Comparação entre os valores teóricos e experimentais da voltagem e potência elétrica.	86
Figura 6.5:	Comparação entre os valores analíticos, numéricos e experimentais do calor absorvido no lado frio e libertado no lado quente, voltagem, potência elétrica e COP para 65°C e $I=1,15$ A.	88
Figura 6.6:	Comparação entre os valores analíticos, numéricos e experimentais da temperatura do lado frio, 65°C e $I=1,15$ A.	88
Figura 6.7:	Modelo utilizado no teste experimental.	90
Figura 6.8:	Vista de lado do modelo utilizado no teste experimental.	90
Figura 6.9:	Cubo metálico de inserção dos lasers, com pirâmide refletora e um laser (sendo que no total seriam 4, um em cada face).	91
Figura 6.10:	Representação da posição dos sensores de temperatura (vista de corte).	91
Figura 6.11:	Variação da temperatura com a corrente, para 65°C.	93
Figura 6.12:	Variação da temperatura com a corrente, para 70°C.	94
Figura 6.13:	Variação da temperatura com a corrente, para 75°C.	94
Figura 6.14:	Variação da diferença de temperaturas em função da corrente e da temperatura ambiente.	95
Figura 6.15:	Evolução do COP em função da corrente.	96
Figura 6.16:	Comparação entre os valores experimentais e numéricos da temperatura lida no sensor do lado frio, para o sistema B.	97

Figura 6.17:	Comparação da voltagem e potência elétrica fornecida reais com a voltagem e potência elétrica calculadas, a 65°C de temperatura ambiente e para o sistema B.	99
Figura 6.18:	Resistência elétrica do TEC em função da diferença de temperaturas para os ensaios a 65, 70 e 75°C de temperatura ambiente.	100
Figura 6.19:	Comparação entre os valores de voltagem da análise experimental, analítica com resistência constante e analítica com resistência variável, para uma temperatura do lado frio de 30°C.	102
Figura 6.20:	Evolução da resistência elétrica experimental com a temperatura.	104
Figura B.1:	Distribuição de temperaturas nos parafusos e placa de pressão para uma corrente de 1 A e temperatura ambiente de 65°C. Vista de frente.	122
Figura B.2:	Distribuição de temperaturas no dissipador de calor, para uma corrente de 1 A e temperatura ambiente de 65°C. Vista de cima.	123
Figura B.3:	Distribuição de temperaturas no dissipador e proteção do sensor, para uma temperatura ambiente de 65°C e 1 A. Vista exterior de lado.	124
Figura B.4:	Distribuição de temperaturas no ar interior para temperatura ambiente de 65°C e 1 A. Vista de cima.	125
Figura B.5:	Distribuição de temperaturas no ar exterior para temperatura ambiente de 65°C e 1 A. Vista de cima.	125
Figura B.6:	Distribuição de temperaturas no ar interior para temperatura ambiente de 65°C e 1 A.	126
Figura C.1:	Alterações realizadas no programa do EES à resistência do TEC.	128
Figura C.2:	Resultados, para 65°C de temperatura ambiente e vários valores de corrente.	128

Lista de Tabelas

3.1	Propriedades do dispositivo TEC	27
3.2	Dimensões do dissipador de calor	30
3.3	Valores da resistência térmica do dissipador	30
3.4	Características da ventoinha utilizada	31
3.5	Características dos parafusos em utilização	34
3.6	Características da placa de pressão	35
4.1	Características do material de interface	38
4.2	Diferentes velocidades para a área analisada	46
4.3	Cálculo de ΔP_1 e ΔP_2	49
4.4	Cálculo de ΔP_3 e ΔP_4	49
4.5	Cálculo de ΔP_5 e ΔP_6	49
4.6	Resultados da análise realizada com recurso ao EES.	55
4.7	Comparação da influência da potência transferida através dos parafusos na potência absorvida do lado frio para parafusos M2,5 e M2.	59
5.1	Valores para diferentes malhas	63
5.2	Desvio percentual entre os valores das malhas 1, 2 e 3.	63
5.3	Resultados da simulação realizada ao sistema A, recorrendo ao ANSYS.	65
5.4	Comparação dos valores de temperatura analíticos e numéricos, para $I=1,15$ A. Lembra-se que $T_2 = T_s$, $T_5 = T_c$ e $T_6 = T_h$	69
5.5	Resultados da simulação realizada ao sistema B, recorrendo ao ANSYS.	73
5.6	Comparação entre as temperaturas do lado frio, quente e calor absorvido entre utilizar parafusos de aço e PEEK.	77
5.7	Comparação entre T_c e T_h , Q_c e V para sistemas com e sem isolamento.	78
5.8	Valores de T_c , T_h , Q_c e V para um sistema com isolamento e parafusos PEEK.	78
6.1	Resultados do teste experimental realizado ao sistema A.	85
6.2	Comparação dos resultados analíticos, numéricos e experimentais para o sistema A. Os valores experimentais com um asterisco foram calculados a partir dos valores medidos.	87
6.3	Resultados experimentais do sistema B para 65°C.	93
6.4	Valores obtidos através de ajuste polinomial e experimentalmente para a corrente a 65, 70 e 75°C, para uma temperatura objetivo de 30°C no lado frio	95
6.5	Comparação entre os valores numéricos e experimentais obtidos para o sistema B.	97
6.6	Resultados do teste experimental realizado ao sistema A (valores lidos).	98
6.7	Comparação entre os resultados lidos da análise experimental, analítica com resistência constante e analítica com resistência variável, para 65°C de temperatura ambiente.	102
6.8	Resultados para o cálculo experimental da resistência.	103

B.1	Resultados do sistema A para 70°C, de 0,5 a 2 A	121
B.2	Resultados do sistema A para 75°C, de 0,5 a 2 A	122
B.3	Resultados do sistema B para 70°C	123
B.4	Resultados do sistema B para 75°C	124
C.1	Resultados para 70°C	127
C.2	Resultados para 75°C	127

Capítulo 1

Introdução

1.1 Contextualização

O presente estudo insere-se no âmbito da unidade curricular Dissertação, do plano de estudos do Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto. O trabalho desenvolvido foi realizado em ambiente empresarial, através de um estágio curricular com duração de 4 meses na Bosch *Car Multimedia*, em Braga, durante o segundo semestre do ano letivo 2018/2019.

1.2 Apresentação da empresa

Fundada em 1886 por Robert Bosch, A Robert Bosch GmbH é uma empresa multinacional de engenharia sediada em Gerlingen, na Alemanha. Atualmente, a Bosch foca-se nos setores de soluções de mobilidade, tecnologia industrial e de energia e bens de consumo, estando localizada em cerca de 60 países. Na figura 1.1 encontram-se números-chave da empresa, em 2018.

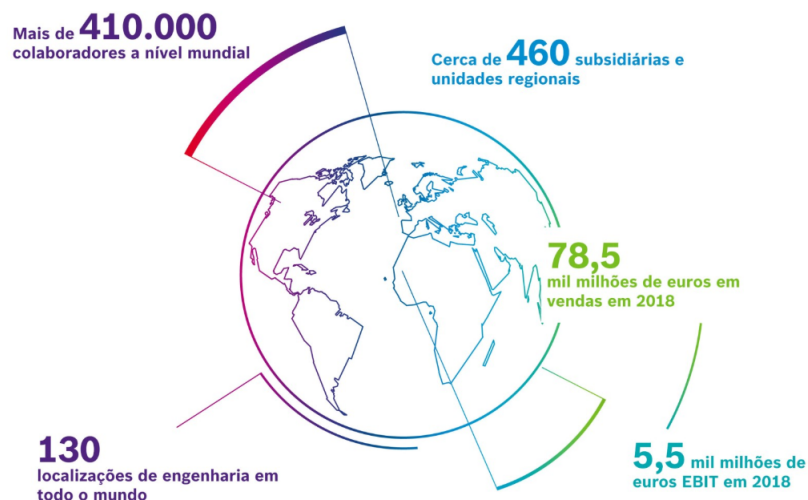


Figura 1.1: A Bosch em números [2].

Em Portugal, a Bosch está presente desde 1911, possuindo, na atualidade, instalações em Aveiro, a Bosch Termotecnologia, em Ovar, a Bosch *Security Systems*, e em Braga, a Bosch *Car Multimedia*. No total, a empresa possui em Portugal mais de 5300 colaboradores (Fevereiro de 2019), tendo gerado, em 2018, mais de 1,5 mil milhões de euros em vendas [2].

A Bosch termotecnologia, em Aveiro, fornece soluções de água quente através de esquentadores, caldeiras e bombas de calor, em Ovar são desenvolvidos sistemas de videovigilância e comunicação, e em Braga, a Bosch *Car Multimedia* encontra-se encarregue da produção de sistemas de *infotainment* (*Information e entertainment*), instrumentação e sensores de segurança para a indústria automóvel. A sede Portuguesa da empresa localiza-se em Lisboa, onde são realizadas atividades de vendas, marketing, contabilidade, entre outros, no entanto, todas as unidades de desenvolvimento e produção encontram-se em Aveiro, Ovar e Braga, sendo que atualmente são exportados 95% dos produtos desenvolvidos para mercados internacionais [2].

Contando com cerca de 3500 colaboradores, a Bosch *Car Multimedia*, em Braga, possui um dos centros de investigação e desenvolvimento da Bosch, encontrando-se responsável por diversos projetos em fases de inovação ou de desenvolvimento mais avançadas. Uma das divisões que constitui o centro de investigação e desenvolvimento de Braga é a divisão CC (*Chassis Systems Control*), que é responsável pelo desenvolvimento de sistemas ativos e passivos de segurança e de assistência ao condutor. É na unidade de negócio PS (*Passive Systems*), pertencente à divisão CC, que se encontra a ser desenvolvido o projeto em estudo.

1.3 Motivação

Numa era em que a tecnologia está no centro de todas as atividades quotidianas, as indústrias de todos os sectores voltam as suas atenções para o futuro, focando-se no desenvolvimento de produtos inovadores que acompanhem a evolução constante a que a sociedade está sujeita. Assim sendo, não é uma surpresa que a indústria automóvel se transforme, adapte e evolua. Atualmente, as companhias automóveis incorporam novas características nos seus veículos a cada modelo que é lançado, muitas delas possuindo funções que concedem mais autonomia ao automóvel e um maior nível de conforto e segurança ao utilizador. Torna-se, assim, claro qual o próximo passo, para os fabricantes automóveis: A condução autónoma. Os primeiros carros autónomos já estão a ser desenvolvidos e testados e companhias automóveis como a Toyota, Honda, Ford, entre muitas outras, prometem lançar a sua própria versão de um carro autónomo nos anos que se avizinham [3].

A Bosch, sendo uma empresa com uma presença tão marcada na indústria automóvel, reconhece a importância e relevância destes avanços tecnológicos, encontrando-se atualmente a desenvolver produtos que tornem esta visão do futuro numa realidade. No entanto, a tarefa de desenvolver um carro capaz de funcionar de maneira autónoma, isto é, sem qualquer *input* humano é complexa, trabalhosa e envolve diversas áreas de tecnologia. É necessário que o sistema automóvel reconheça o ambiente em que se insere, determine a sua posição exata na estrada e decida como se comportar em qualquer dada situação. Para tal, são precisos um conjunto de sensores,

sistemas eletrônicos, mecânicos e de *software* que façam a ponte entre o ambiente que rodeia o carro e a atuação mecânica do mesmo [4].

Obter a percepção do ambiente que rodeia o automóvel exige que as câmaras, radares e sensores se transformem nos olhos e ouvidos de um carro autónomo e forneçam toda a informação necessária ao veículo, pelo que o seu desenvolvimento é uma prioridade. Como tal, a Bosch aposta em diversos projetos que têm como objetivo garantir não só que o automóvel recebe as informações corretas em tempo real, mas, acima de tudo, que a segurança dos passageiros nunca é comprometida. O projeto sobre o qual este estudo se debruça contribui para isto mesmo: É um sensor ótico, apelidado de RCS (*Road Condition Sensor*), capaz de identificar o estado do pavimento em que o automóvel se encontra, permitindo assim que este faça decisões em concordância com o mesmo, não comprometendo a segurança dos seus ocupantes.

Apresenta-se, na secção seguinte, o *Road Condition Sensor*.

1.4 O RCS - *Road Condition Sensor*

O RCS (*Road Condition Sensor*) é um espectrómetro na banda do infravermelho que utiliza algoritmos de inteligência artificial para classificar o estado do pavimento. Por outras palavras, é um sensor ótico cujo objetivo é identificar diversos estados do pavimento, como por exemplo, a existência de gelo, água ou neve, através da emissão de feixes laser de diferentes comprimentos de onda. Este sensor encontra-se ainda em fase de desenvolvimento, pelo que já foram estudadas diversas configurações e geometrias para o mesmo, como se constata pela figura 1.2.

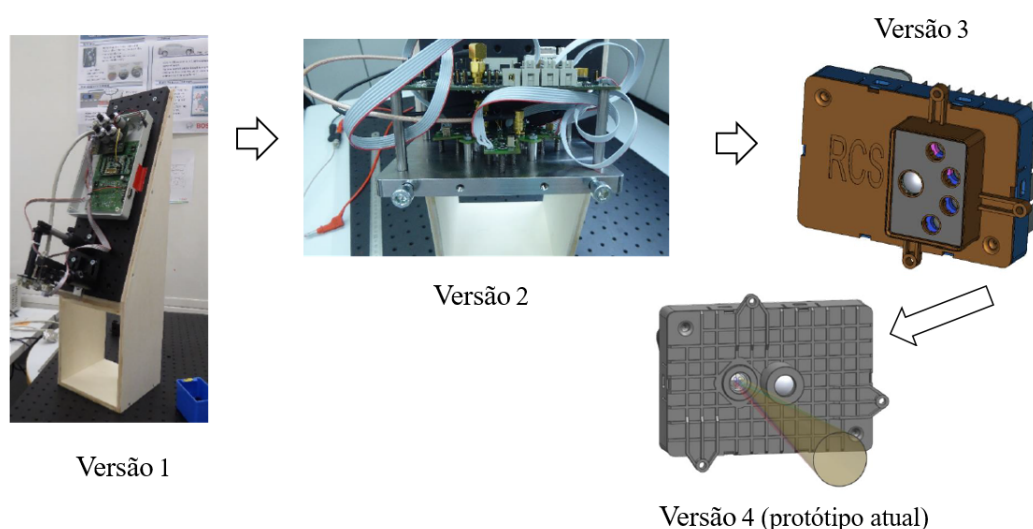


Figura 1.2: Diferentes protótipos do RCS estudados.

A versão 4, descrita detalhadamente no capítulo 3 e ilustrada na figura 1.3, é o protótipo atual do RCS, tendo sido esta versão o alvo do presente estudo.

É importante mencionar que, visto que o protótipo ainda está a ser desenvolvido, nem todos os componentes se encontram, atualmente, fisicamente inseridos no mesmo. É este o caso dos

constituintes eletrônicos e óticos que, apesar de estarem a ser desenvolvidos e estudados individualmente, ainda não se encontram incluídos no protótipo.

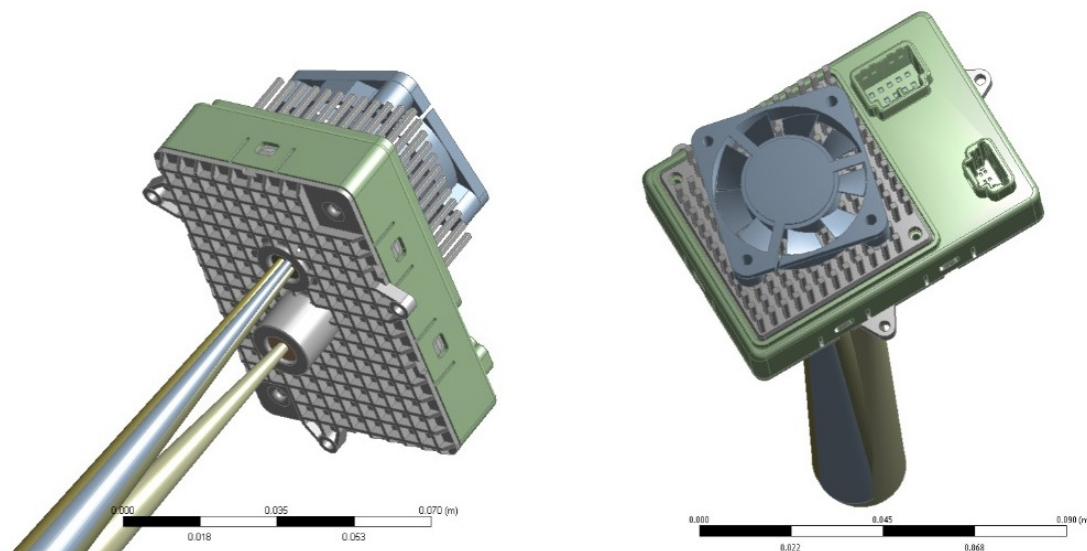


Figura 1.3: Versão 4 do sensor RCS (onde se pode ver uma representação dos feixes laser).

Uma vez que o produto final se inserirá num carro, a temperatura ambiente a que irá estar exposto depende de fatores como a sua localização final concreta no automóvel e, naturalmente, da localização geográfica onde se encontrar o automóvel. Como tal, é necessário que o seu funcionamento não seja comprometido quando submetido a temperaturas mais extremas. O funcionamento dos lasers é sensível a variações da temperatura, uma vez que o seu comprimento de onda, assim como a intensidade do seu sinal se alteram com esta. Adicionalmente, a exposição prolongada a altas temperaturas reduz também o tempo de vida dos lasers (por exemplo, a vida útil de um laser com uma operação a 85°C é $\frac{1}{64}$ da vida útil de um laser com operação a 25°C), algo que não é desejável uma vez que se espera que os componentes automóveis apresentem uma duração relativamente elevada (tem-se 15 anos como um valor de referência).

Na fig 1.4, é possível observar a variação do comprimento de onda dos feixes laser emitidos em função da temperatura, sendo que os lasers representados são 3 dos 4 lasers utilizados no sensor, como será detalhado na secção 3. A variação do funcionamento dos lasers causada pela temperatura não pode ser ignorada, pelo que se revela necessário implementar um sistema de gestão de temperatura, pois, para além da influência da temperatura ambiente na carga térmica a que o sensor está sujeito, os próprios lasers e componentes eletrónicos do sensor influenciam a temperatura, uma vez que dissipam energia térmica, contribuindo assim para esta necessidade.

Para esta primeira fase, definiu-se que o sensor deve ser capaz de estar exposto e operar em gamas de temperatura ambiente desde -20°C a 85°C sem que isso altere o seu funcionamento, sendo que, no futuro, seria ideal que a gama de temperaturas aumentasse para -40°C a 125°C, para cobrir todas as situações. Com um controlo ativo da temperatura, pretende-se manter os lasers a

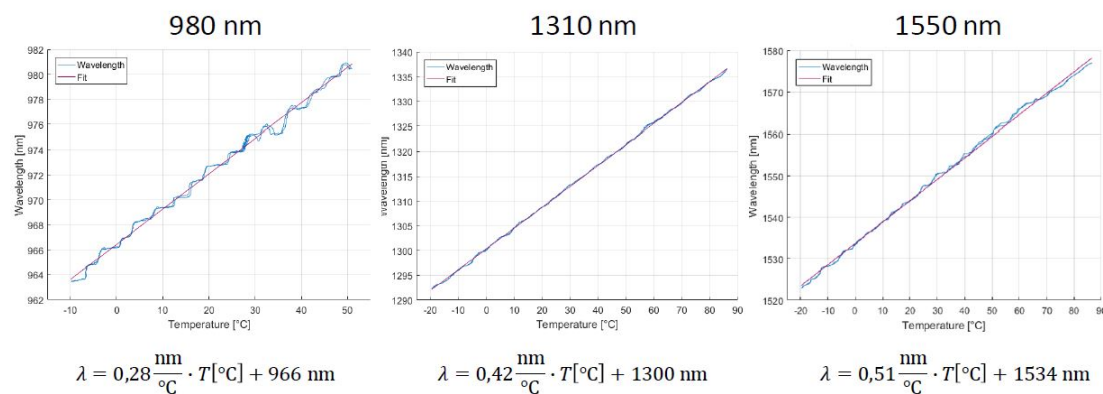


Figura 1.4: Variação do comprimento de onda dos lasers em função da temperatura. Lasers representados: 980nm, 1310 nm e 1550nm.

uma temperatura constante de 30°C, seja qual for a temperatura ambiente, o que significa que deve ser um sistema que permita o arrefecimento ou aquecimento dos mesmos, caso necessário.

Assim sendo, implementou-se um sistema de arrefecimento ou aquecimento, responsável por manter os lasers a 30°C, através de um dispositivo termoelétrico baseado no efeito de Peltier que, quando trabalha na função de arrefecimento, é designado por *Thermoelectric Cooler* (TEC), cujo funcionamento é abordado na secção 2.

O presente estudo, uma vez que se encontra numa fase inicial, apenas se focou na questão do arrefecimento do sensor quando exposto a temperaturas ambiente até 75°C, sendo que, no futuro, se pretende aumentar este limite. O foco encontra-se no arrefecimento dos sensores e não no seu aquecimento porque é o arrefecimento a situação que será mais frequente e também a que acarreta as maiores dificuldades (a temperatura do local no automóvel onde se localiza o sensor atingirá valores muito elevados devido ao funcionamento dos diversos componentes mecânicos do automóvel. No entanto, estando o carro em funcionamento não é expectável que sejam atingidos valores muito reduzidos de temperatura) e, assim sendo, o que apresenta uma maior necessidade de análise. A gestão térmica deste sensor tendo em conta os seus constituintes estruturais e a influência da temperatura ambiente foi, então, o alvo deste estudo.

1.5 Objetivos do projeto

O principal objetivo deste estudo é estudar a solução de arrefecimento adotada para o sensor RCS através de estudos analíticos, numéricos e experimentais e retirar conclusões acerca da viabilidade da sua utilização em temperaturas elevadas (acima de 65°C), apresentando propostas de melhoramento.

Como mencionado na secção anterior, para o protótipo atual, o foco concentra-se em manter os lasers a uma temperatura constante de 30°C, apenas tendo em conta a temperatura ambiente a que este estará sujeito. Como tal, a potência térmica emitida pelos lasers e pelos componentes eletrónicos não foi considerada, uma vez que, em comparação com a temperatura ambiente, a sua

influência é muito baixa, como se verificará no capítulo 4. Adicionalmente, não seria possível testar experimentalmente o protótipo com estes componentes, uma vez que ainda não se encontram fisicamente disponíveis e quando forem inseridos no protótipo a estrutura atual deste será modificada.

Pretende-se, então, desenvolver modelos analíticos e numéricos que permitam analisar o comportamento do protótipo atual, tal como foi apresentado, a temperaturas ambientes de 65°C, 70°C e 75°C. É também um objetivo apresentar propostas de melhoramento do protótipo atual, para que a influência da temperatura ambiente não seja tão significativa.

Detalhadamente, os objetivos definidos para este estudo foram os seguintes:

- Determinar, analiticamente, as variáveis que influenciam a transferência de calor no dissipador, tais como a perda de carga, velocidade do escoamento, caudal em circulação e resistência térmica do mesmo.
- Construir um modelo analítico para a análise do sensor numa perspetiva térmica, que inclua a transferência de calor que ocorre no mesmo, criando para tal uma versão simplificada do sistema. Analisar os resultados e determinar os parâmetros com mais influência na carga térmica a que o sistema está sujeito.
- Modelar o sistema simplificado através do uso do *software* ANSYS, e comparar os resultados com os resultados analíticos. Adicionalmente, testar experimentalmente este mesmo sistema, comparando os resultados e inferindo acerca da validade destas abordagens.
- Modelar numericamente o protótipo atual (figura 1.3) recorrendo ao ANSYS, incluindo mecanismos de transferência de calor como condução, convecção e radiação.
- Testar experimentalmente o protótipo existente e comparar com os resultados da análise numérica e com os resultados do sistema simplificado.
- Apresentar, com base no estudo realizado, propostas de melhoramento do protótipo do sensor, em termos de geometria e materiais utilizados, estudando as mesmas através de análises analíticas e numéricas.

1.6 Estrutura da dissertação

Para realizar o estudo do sensor, criaram-se dois sistemas: o sistema A e o sistema B. O sistema A é uma versão simplificada do protótipo e é analisado analiticamente, numericamente e experimentalmente. Já o sistema B apresenta todos os componentes estrututais do protótipo atual (figura 1.3), tendo sido estudado numericamente e experimentalmente.

O presente relatório encontra-se dividido em 7 capítulos, que são apresentados de seguida:

- Capítulo 1 - Introdução: Neste capítulo apresenta-se a empresa onde foi realizado o estágio e o projeto em estudo. São mencionados também os objetivos que se pretende alcançar com o estudo.

- Capítulo 2 - Arrefecimento por efeito de Peltier: Introduzem-se noções de arrefecimento termoeletrico, com base em literatura existente, assim como termos e conceitos necessários para a compreensão do estudo realizado. Apresentam-se, também, brevemente, os dissipadores de calor e o porquê da necessidade do seu uso.
- Capítulo 3 - Descrição do sistema analisado: Detalha-se o TEC, assim como a sua geometria e modo de funcionamento. Apresentam-se, com mais pormenor, outros componentes utilizados no protótipo atual, como o ventilador e o dissipador, assim como as suas características.
- Capítulo 4 - Estudo analítico: São calculadas analiticamente variáveis que caracterizam o sistema, tais como a resistência térmica, perda de carga, entre outras, e é criado um modelo analítico de um sistema simplificado (sistema A) com recurso ao EES. Estudam-se também os resultados desta análise bem como uma hipótese de melhoramento do sistema.
- Capítulo 5 - Análise numérica: Com recurso ao ANSYS, simulam-se numericamente os sistemas A e o sistema correspondente ao protótipo atual (sistema B), comparando os resultados do sistema A com os resultados obtidos analiticamente no capítulo anterior. Apresentam-se propostas de melhoramento do sistema, estudando-se as mesmas através de simulações numéricas.
- Capítulo 6 - Análise experimental: Descrevem-se os testes experimentais efetuados ao sistema A e ao sistema B, comparando-se os resultados com os resultados analíticos e numéricos obtidos previamente. É abordada a questão da resistência elétrica do dispositivo termoeletrico, estudando-se a variação da mesma com a temperatura.
- Capítulo 7 - Conclusões e trabalhos futuros: São propostos possíveis estudos a realizar no futuro e retiram-se as conclusões do estudo realizado.

Capítulo 2

Arrefecimento por efeito de Peltier

2.1 Termoeletricidade

Um dispositivo termoeletrico é, como o nome indica, um dispositivo associado a fenómenos eléctricos e térmicos: Ao aplicar uma diferença de potencial eléctrico (voltagem) entre as suas extremidades, cria-se uma diferença de temperatura. Por outro lado, ao aplicar uma diferença de temperatura, cria-se uma diferença de potencial eléctrico. Estes fenómenos são explicados pelo efeito termoeletrico, que é composto por três efeitos distintos, sendo eles o efeito de Seebeck, de Peltier e de Thomson [1]. Antes de ser feita uma introdução acerca do efeito termoeletrico é importante introduzir alguns conceitos importantes para a compreensão das secções que se seguem. Primeiramente, introduz-se o conceito de materiais dissimilares - materiais com propriedades térmicas, químicas, eléctricas e mecânicas diferentes entre si, sendo portanto difíceis de unir através de processos como, por exemplo, a soldadura [5], mas que podem ser utilizados para fabricar um termoeletrico. É igualmente relevante lembrar que um termopar é um dispositivo constituído por dois condutores de diferentes materiais ligados entre si que usam o efeito de Seebeck para produzir uma voltagem proporcional à diferença de temperatura imposta entre eles. Os termopares são usualmente utilizados como sensores de medição de temperaturas [6].

2.1.1 Efeitos de Seebeck, Peltier e Thomson

O efeito de Seebeck deve o seu nome a Thomas Seebeck que descobriu, em 1821, que um circuito constituído por dois fios de materiais dissimilares era capaz de produzir uma diferença de potencial quando uma das juntas era aquecida. Como a figura 2.1 ilustra, dois fios com as extremidades a temperaturas distintas e unidos nestas, denominadas de junta fria, T_c , e junta quente, T_h , consoante a temperatura seja a mais fria ou a mais quente, respetivamente, e unidos nestas irão gerar uma voltagem V , ou força eletromotriz, num voltímetro que seja inserido num dos fios. [7]

A geração da força eletromotriz é avaliada pelo coeficiente de Seebeck, S , que se define como sendo o rácio entre a voltagem eléctrica gerada e a diferença de temperaturas aplicadas, como se pode verificar na equação 2.1. [6]

$$V = S\Delta T \quad (2.1)$$

Onde V representa a diferença de potencial, S representa o coeficiente de Seebeck e ΔT é a diferença de temperatura entre a junta quente e a junta fria ($\Delta T = T_h - T_c$).

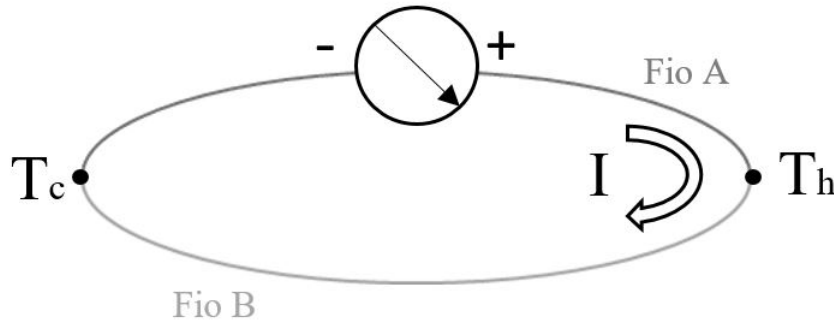


Figura 2.1: Circuito de um termopar.

O efeito recíproco ao efeito de Seebeck foi descoberto por Jean Peltier, em 1834. Peltier observou que, quando uma corrente passa entre dois fios diferentes, é necessário fornecer ou remover energia sob a forma de calor numa junta, de maneira a manter a temperatura desta constante. A passagem de corrente conduz à libertação de calor numa junta e à absorção de calor na outra. Ao inverter o sentido da corrente que percorre o circuito, inverte-se também o sentido do fluxo de calor nas juntas, fazendo então com que este efeito seja reversível. À energia fornecida ou retirada nas juntas dá-se o nome de calor de Peltier [8].

Em 1854, William Thomson observou que ocorre libertação ou absorção de energia ao longo de um fio sempre que uma corrente elétrica passa por esse mesmo, desde que exista um gradiente de temperaturas em todo o comprimento do dado fio [7]. A libertação ou absorção de calor dá-se em função da intensidade da corrente e do gradiente de temperaturas e é reversível [9]. É de notar que, apesar das similaridades nas suas descrições, o efeito de Thomson e de Peltier não são iguais, pelo que se aconselha a análise da figura 2.2 para uma melhor compreensão da relação entre os dois efeitos.

Todos os efeitos termoelétricos podem ser correlacionados entre si, como Thomson demonstrou, em 1854 [10]. A equação 2.2 representa a relação entre a potência de Peltier ($\dot{Q}_p$) e o coeficiente de Seebeck (S) [1].

$$\dot{Q}_p = STI \quad (2.2)$$

Sendo que T é a temperatura numa das junções entre os dois materiais dissimilares e I representa a corrente fornecida ao sistema. O calor de Peltier (Q_p) é dado como sendo a quantidade de calor trocada nessa junta. Caso esteja a ser libertada energia sob a forma de calor, o sinal será negativo, enquanto que a absorção de energia é dada por um sinal positivo [1].

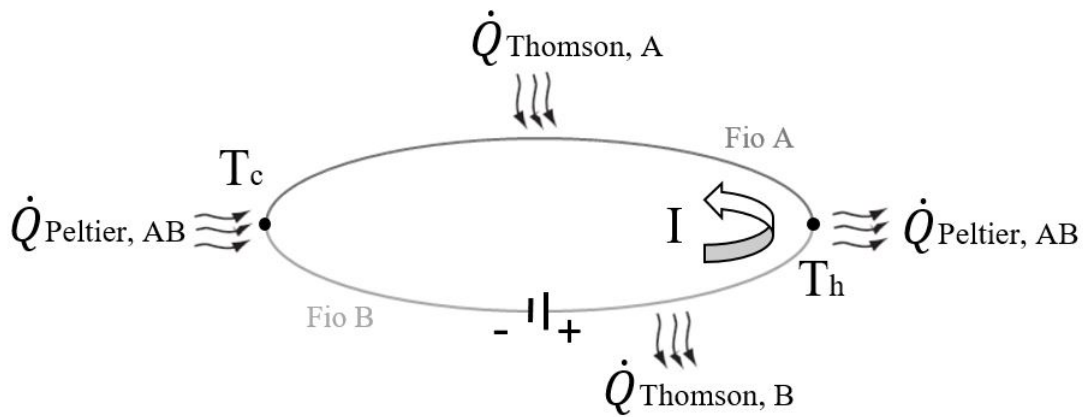


Figura 2.2: Relação entre efeitos de Thomson e Peltier.

Um outro efeito relacionado com a transferência de calor em circuitos termoelétricos é o efeito de Joule. Este efeito traduz-se na libertação de energia sob a forma de calor aquando da passagem de uma corrente elétrica num material condutor, sem que este possa ser recuperado, o que o distingue dos efeitos anteriores. Esta forma de calor é representada pela equação 2.3 [11].

$$Q_J = I^2 R_{elet} \quad (2.3)$$

Onde R_{elet} é a resistência elétrica e I é a corrente fornecida. O efeito de Joule ocorre sempre que existe passagem de corrente elétrica num circuito termoelétrico.

2.2 Arrefecimento Termoelétrico

O arrefecimento termoelétrico consiste na utilização do efeito de Peltier para criar uma máquina frigorífica do estado sólido, gerando assim arrefecimento ou aquecimento de um dado sistema a ela acoplado, sem partes móveis nos seus constituintes. Os dispositivos termoelétricos operados em modo de refrigeração são chamados de TEC (*Thermoelectric Coolers*) e têm como objetivo arrefecer o componente com o qual estão em contacto a uma temperatura inferior à temperatura ambiente. Este método de arrefecimento é utilizado maioritariamente em aplicações com componentes eletrónicos devido à sua estrutura compacta, boa durabilidade, funcionamento silencioso, ausência de fluidos refrigerantes e possibilidade de controlo e regulação de temperatura que apresentam [12]. O método comum de utilização dos dispositivos termoelétricos inclui a montagem de um dissipador de calor alhetado na face quente do dispositivo, de maneira a facilitar a transferência de calor com o meio ambiente.

Para compreender o funcionamento de um TEC é necessário, primeiramente, conhecer a sua estrutura. Os dispositivos de Peltier (ou TECs) consistem essencialmente numa matriz de pastilhas em material semiconductor posicionadas entre duas placas de cerâmica que se encontram ligadas eletricamente em série e termicamente em paralelo [13]. As pastilhas possuem carga positiva ou negativa, podendo portanto existir pastilhas do tipo n (carregadas negativamente) e do tipo

p (carregadas positivamente) [14]. O material mais amplamente utilizado para as pastilhas é o telureto de bismuto (Bi_2Te_3) [13]. A figura 2.3 ilustra genericamente a estrutura de um TEC, podendo observar-se as pastilhas e as placas de cerâmica.

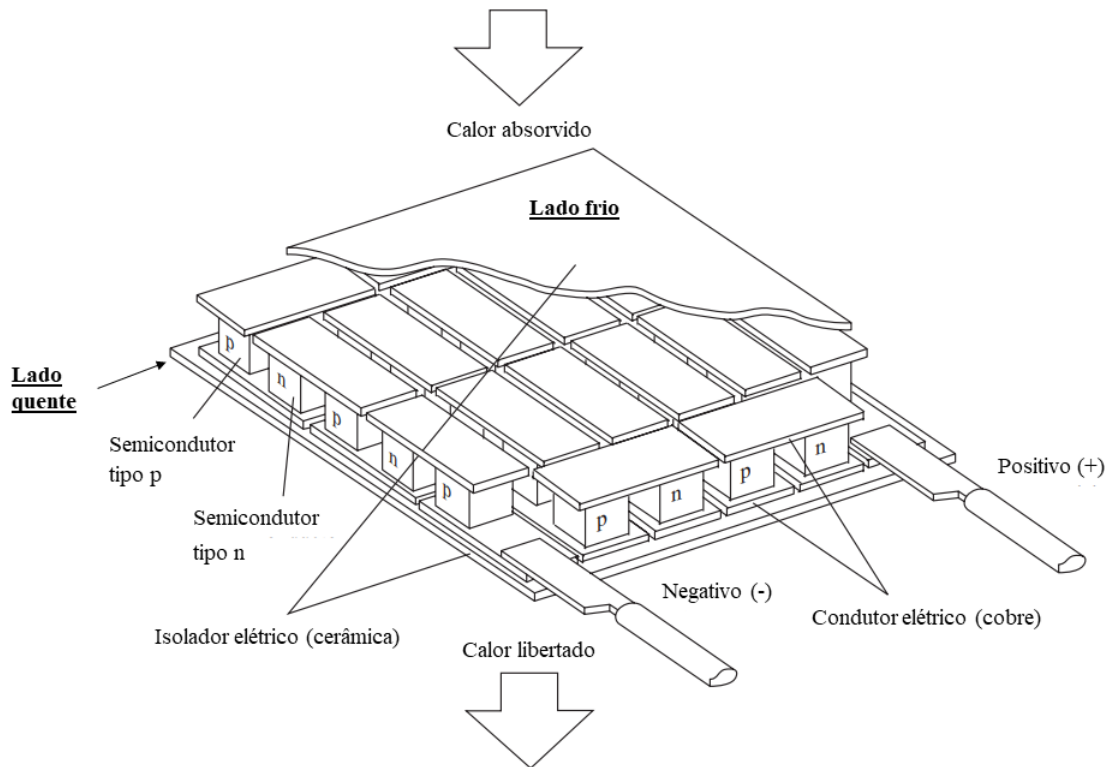


Figura 2.3: Estrutura esquemática de um arrefecedor termoelétrico [1].

Cada par formado por uma pastilha do tipo n e uma do tipo p forma um termopar, sendo que cada dispositivo de Peltier possui N_t termopares. Para entender de que maneira é que o calor é absorvido e libertado, deve-se compreender os mecanismos que ocorrem a um nível subatômico. Segue-se, portanto, uma explicação simplificada destes mesmos: Quando uma diferença de tensão é aplicada às extremidades da pastilha do tipo n (dopada com eletrões), os eletrões movem-se em direção à extremidade positiva para libertar calor, enquanto que a extremidade negativa absorve calor. Portanto, o calor é transportado na direção da corrente elétrica. Já numa pastilha do tipo p (dopada com iões positivos), os iões movem-se em direção à extremidade negativa, transportando calor na direção oposta da corrente elétrica, mas na mesma direção dos eletrões na pastilha tipo n . As duas pastilhas do tipo p e n estão ligadas por um condutor de cobre, sendo que os eletrões se podem mover livremente neste mesmo. No entanto, não lhes é possível moverem-se livremente nos semicondutores. Ao saírem da pastilha negativa, os eletrões passam pelo cobre e entram no lado quente da pastilha positiva, sendo que para se deslocarem nesta precisam de descer um nível energético, libertando calor no processo. De seguida, ao deslocarem-se da pastilha positiva para o cobre no lado frio, os eletrões sobem um nível energético, absorvendo então energia. Por sua vez, ao reentrarem no lado frio da pastilha n , os eletrões sobem um nível para se deslocarem

no semicondutor, absorvendo também energia. Por fim, ao saírem no lado quente da pastilha n, descem um nível e libertam calor. Como consequência, o lado frio absorve o calor e o lado quente liberta calor [12]. A figura 2.4 esquematiza o processo descrito.

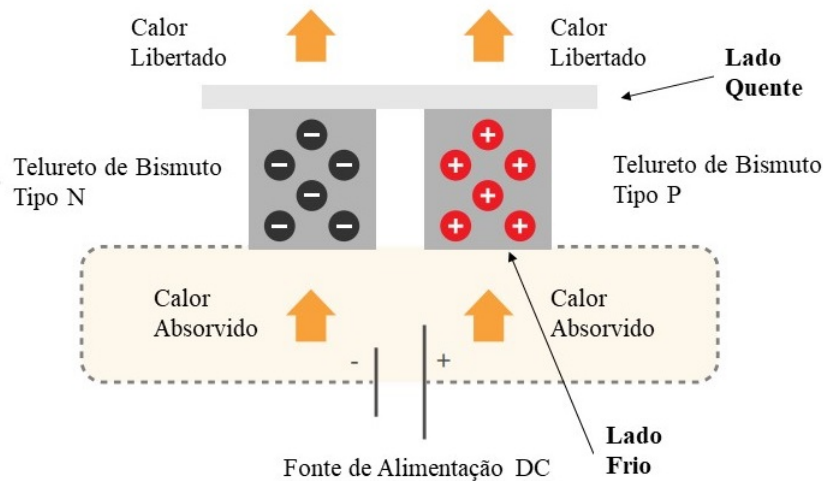


Figura 2.4: Princípio de funcionamento de um termopar [14].

Como um dispositivo termoelétrico é constituído por múltiplos termopares, este processo repete-se para cada um deles, resultando no efeito de aquecimento de arrefecimento das faces quente e fria do dispositivo, respetivamente. Quando uma determinada voltagem é aplicada numa das extremidades, as pastilhas absorvem o calor de uma das superfícies e libertam-no na superfície oposta. Como tal, a face de onde foi absorvido o calor é arrefecida e a face oposta aquece. Convencionalmente, a face na qual é montado o componente a arrefecer é chamada de face fria, enquanto que a face oposta é a face quente, pois é desta face que o calor gerado pelo componente é dissipado [14].

O funcionamento do Peltier é reversível, ou seja, uma mudança na polaridade (sinal) da voltagem imposta resultará numa mudança da direção do fluxo de calor, o que significa que a face que estava a ser aquecida começa a arrefecer, e vice-versa [12]. É graças a esta particularidade dos dispositivos de Peltier que estes podem ser utilizados tanto como dispositivos destinados a aquecer como a arrefecer o sistema no qual estão inseridos.

2.2.1 Parâmetros operacionais dos dispositivos de Peltier

As propriedades dos materiais utilizadas para calcular os parâmetros operacionais do TEC são a resistividade elétrica, ρ , a condutividade térmica, k , e o coeficiente de seebeck, S . Naturalmente, estas propriedades estão tabeladas para o material semicondutor utilizado nas pastilhas, que, como foi referido anteriormente, geralmente é Telureto de bismuto. A resistência elétrica de uma pastilha, $R_{eletrica}$, seja ela do tipo p ou do tipo n e a sua resistência térmica, $R_{termica}$, são calculadas como indicado nas expressões 2.4 e 2.5, respetivamente.

$$R_{elet} = \frac{\rho L}{A} \quad (2.4)$$

$$R_{term} = \frac{L}{kA} \quad (2.5)$$

Em que A representa a área de secção da pastilha, e L é o seu comprimento. Considerando um termopar constituído por uma pastilha do tipo n e uma do tipo p , introduzem-se as seguintes propriedades: S_p , S_n , ρ_p , ρ_n , k_p e k_n , que são os coeficientes de Seebeck, resistividade elétrica e condutividade térmica das pastilhas do tipo p , S_p , ρ_p e k_p , e do tipo n , S_n , ρ_n , k_n , respetivamente. A resistência elétrica do termopar será calculada como indicado na equação 2.6.

$$R_{elet_{termop}} = R_{elet_p} + R_{elet_n} = \frac{\rho_p L_p}{A_p} + \frac{\rho_n L_n}{A_n} \quad (2.6)$$

A sua resistência térmica, atendendo ao facto de que as pastilhas se encontram emparelhadas em paralelo, no que a transferência de calor diz respeito, calcular-se-á como indicado na equação 2.7.

$$R_{term_{termop}} = \frac{1}{\frac{1}{R_p} + \frac{1}{R_n}} = \frac{1}{\frac{1}{\frac{L_p}{k_p A_p}} + \frac{1}{\frac{L_n}{k_n A_n}}} = \frac{1}{\frac{k_p A_p}{L_p} + \frac{k_n A_n}{L_n}} \quad (2.7)$$

Considerando um caso em que as pastilhas possuem as mesmas dimensões, isto é, $A_p=A_n=A$ e $L_p=L_n=L$, obter-se-ão as resistências térmicas e elétricas do termopar indicadas em 2.8 e 2.9, respetivamente.

$$R_{term_{termop}} = \frac{L}{(k_p + k_n)A} \quad (2.8)$$

$$R_{elet_{termop}} = \frac{(\rho_p + \rho_n)L}{A} \quad (2.9)$$

Apresenta-se também, em 2.10, a condutância térmica do termopar, K_{termop} que é o inverso da sua resistência.

$$K_{termop} = \frac{(k_p + k_n)A}{L} \quad (2.10)$$

O coeficiente de Seebeck de um termopar é obtido pela equação 2.11.

$$S_{termop} = S_p - S_n \quad (2.11)$$

Tendo sido apresentadas as propriedades importantes para a análise de um termopar, transportam-se estes conceitos para um TEC, tendo-se então S_{Tec} , K_{Tec} e $R_{elet_{Tec}}$, que representam o coeficiente de Seebeck total, a condutância térmica e a resistência elétrica do TEC, respetivamente [15]. A figura 2.5 representa dois balanços de conservação de energia, um na face quente e outro na face fria, tendo em conta os fluxos de calor envolvidos no processo de transferência de calor no TEC.

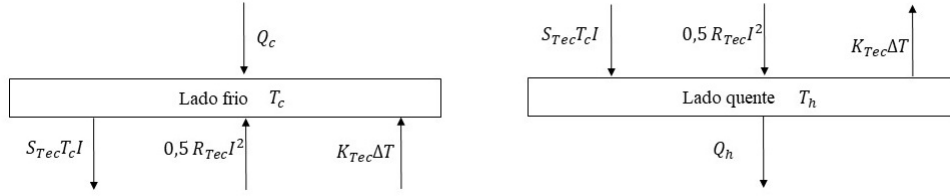


Figura 2.5: Balanço de conservação de energia nas faces quente e fria do TEC.

Numa análise da figura 2.5 é possível constatar os fluxos de calor libertados devido aos efeitos de Seebeck ($S_{Tec}TI$) e de Joule ($I^2R_{eletTec}$), sendo que a cada superfície chega metade do calor dissipado por efeito de Joule. A estes fluxos de calor deve ser acrescentado o calor transportado entre as duas faces devido à diferença de temperaturas entre elas, ($T_h - T_c$), que pode ser descrito pelo efeito de Fourier ($K_{Tec}\Delta T$). Estabelece-se portanto que, quando uma corrente elétrica é aplicada ao dispositivo de Peltier, a energia térmica em análise pode ser dividida nas três componentes resultantes dos efeitos de Seebeck, Joule e Fourier.

Determina-se portanto o calor transferido num módulo TEC pelas expressões 2.12 e 2.13.

$$Q_c = S_{Tec}T_cI - K_{Tec}\Delta T - 0,5R_{eletTec}I^2 \quad (2.12)$$

$$Q_h = S_{Tec}T_hI - K_{Tec}\Delta T + 0,5R_{eletTec}I^2 \quad (2.13)$$

Em que Q_c é a energia absorvida no lado frio do dispositivo, também designada por carga térmica, e Q_h é a energia libertada no lado quente. Como foi referido anteriormente, $\Delta T = T_h - T_c$. Como em qualquer sistema termoelétrico, é necessário ter em conta a potência elétrica fornecida, que é expressa como sendo a diferença entre o calor absorvido e libertado pelo TEC, como se pode observar na equação 2.14. [15]

$$P_e = Q_h - Q_c = S_{Tec}I(T_h - T_c) + I^2R_{eletTec} \quad (2.14)$$

A voltagem utilizada é calculada pela equação 2.15 [15].

$$V = \frac{P_e}{I} = S_{Tec}(T_h - T_c) + IR_{eletTec} \quad (2.15)$$

O coeficiente de Seebeck total do TEC, S_{Tec} , condutância térmica, K_{Tec} e resistência elétrica, $R_{eletTec}$, podem ser calculados multiplicando o coeficiente de Seebeck, condutância térmica e resistência elétrica de um termopar pelo número de termopares existentes, N_t , como indicam as expressões 2.16, 2.17 e 2.18. [16]

$$S_{Tec} = N_t S_{termop} \quad (2.16)$$

$$R_{eletTec} = N_t R_{elettermop} \quad (2.17)$$

$$R_{termTec} = \frac{1}{\frac{1}{R_{termtermop}} N_t} = \frac{R_{termtermop}}{N_t} \quad (2.18)$$

Das expressões anteriores é possível apurar que a resistência térmica e resistência elétrica de um termopar e do TEC são intermutáveis, como se verifica pela igualdades dada na equação 2.19.

$$R_{term_{tec}} R_{elet_{tec}} = \frac{R_{term_{termop}}}{N_t} N_t R_{elet_{termop}} = R_{term_{termop}} R_{elet_{termop}} \quad (2.19)$$

É de notar que estes parâmetros vão depender indiretamente da temperatura, já que as propriedades físicas ρ e k dependem da mesma. Acrescenta-se ainda que as expressões anteriores estão representadas como na literatura, no entanto, apenas contemplam o sistema constituído pelos vários termopares, pelo que uma análise do sistema completo requer que sejam consideradas a resistência elétrica do cobre e a condutância térmica da placa de cerâmica. Embora estas expressões conduzam a resultados fiáveis, usualmente o fabricante não fornece informações sobre o material utilizado, impossibilitando o uso das mesmas; Geralmente, é apenas fornecida ao utilizador a diferença máxima de temperaturas, ΔT_{max} , uma temperatura máxima do lado quente atingível, $T_{h_{max}}$, a corrente máxima que pode ser imposta, I_{max} , e a diferença de potencial máxima correspondente, V_{max} . Com estes parâmetros, segundo a referência [15] e assumindo que as propriedades dos materiais são independentes da temperatura, é possível utilizar as expressões 2.20, 2.21 e 2.22 para calcular os parâmetros operacionais do TEC.

$$S_{Tec} = \frac{V_{max}}{T_{h_{max}}} \quad (2.20)$$

$$R_{elet_{tec}} = \frac{V_{max}}{I_{max}} \left(1 - \frac{\Delta T_{max}}{T_{h_{max}}}\right) \quad (2.21)$$

$$K_{Tec} = \frac{V_{max} I_{max}}{2 \Delta T_{max}} \left(1 - \frac{\Delta T_{max}}{T_{h_{max}}}\right) \quad (2.22)$$

Em que $T_{h_{max}}$ é a temperatura absoluta (K).

2.2.2 Carga Térmica

A carga térmica total, Q_h , a que um sistema termoeletrónico está sujeito consiste na adição da energia que é necessária absorver no lado frio do Peltier (Q_c) e da energia que é fornecida ao TEC. Como tal, esta carga dependerá do sistema que se pretende arrefecer, e é composta por carga ativa e carga passiva.

A carga ativa consiste na potência elétrica fornecida ao TEC apresentada na equação 2.14, P_e . Esta energia é, geralmente, dissipada por efeito de Joule pelo TEC e é dada pela equação 2.23, [17].

$$P_e = \frac{V^2}{R} = VI \quad (2.23)$$

Sendo que V representa a voltagem aplicada ao dispositivo, R a resistência elétrica deste mesmo e I a corrente que nele passa.

A carga passiva é inerente ao ambiente no qual o dispositivo a arrefecer se encontra inserido. Como é sabido, se um dado dispositivo se encontrar a uma temperatura diferente da temperatura

ambiente, ocorrerão trocas de calor de radiação e convecção do ambiente para o dispositivo. Estas trocas dão-se também por condução sempre que exista contacto entre o dispositivo e um outro sólido, como por exemplo parafusos de montagem, fios auxiliares, entre outros. Caso o sistema a arrefecer apresente carga térmica ativa e receba ainda do ambiente trocas por radiação, convecção e condução simultaneamente, torna-se necessário calcular a energia térmica transferida em cada um dos casos, sendo que a carga térmica total passa a ser a soma de todas as cargas ($Q_h = Q_{ativa} + Q_{rad} + Q_{cd} + Q_{cv} = P_e + Q_c$)[17]. Em condições ideais, o dispositivo encontrar-se-ia isolado termicamente, eliminado assim qualquer tipo de cargas passivas, [13].

2.2.3 Fatores de desempenho e valores ótimos num dispositivo de Peltier

De maneira a caracterizar corretamente um dispositivo de Peltier, calcula-se o fator de mérito, Z [K^{-1}], que avalia o desempenho do TEC. Para um dado termopar, o valor de mérito pode ser obtido através da equação 2.24 [16], caso sejam conhecidas as propriedades físicas do material em questão. Esta equação é igualmente aplicável a uma só pastilha.

$$Z = \frac{S_{Tec}^2}{R_{eletTec} K_{Tec}} \quad (2.24)$$

Em que S_{Tec} [V/K], $R_{eletTec}$ [Ω] e K_{Tec} [W/K] são as propriedades do dispositivo Peltier, como foi referido anteriormente pelas equações 2.9, 2.10 e 2.11. Como a equação anterior assim indica, para obter um fator de mérito elevado é necessário escolher um material com elevado coeficiente de Seebeck e condutividade térmica e resistência elétrica baixas, [16]. À medida que o fator de mérito se aproxima do infinito, a eficiência do dispositivo aproxima-se cada vez mais da eficiência de Carnot, devido ao efeito Peltier-Seebeck, [18]. Multiplicando Z pela temperatura média, $\frac{T_h + T_c}{2}$, obtém-se o fator de mérito adimensional, ZT .

Um outro parâmetro a avaliar em qualquer Peltier é o coeficiente de desempenho (COP), que se define como sendo o quociente entre a potência absorvida na face fria ($\dot{Q}_c$) e a potência elétrica fornecida (P_e), como se verifica na equação 2.25 [19].

$$COP = \frac{\dot{Q}_c}{P_e} \quad (2.25)$$

Um COP elevado significa que grande parte da energia elétrica fornecida foi utilizada para absorção do calor na face fria, tendo havido uma baixa dissipação de energia na face quente (Q_h). Este valor é semelhante ao significado de eficiência térmica, exceptuando o facto de o COP poder ser superior à unidade, enquanto que o valor máximo que a eficiência térmica pode atingir é 1.

Através da equação do calor absorvido (equação 2.12), é possível concluir que a parcela do arrefecimento devido ao efeito de Peltier ($S_{Tec} T_c I$) varia linearmente com a corrente elétrica fornecida, enquanto que o efeito de Joule varia com o quadrado da corrente ($0.5 R_{eletTec} I^2$). Isto significa que existe um determinado valor ótimo de corrente para o qual existe um valor que energia absorvida do lado frio máxima, $Q_{c_{max}}$. Calculando a derivada da equação 2.12 em ordem à corrente e igualando-a a zero ($\frac{dQ_c}{dI} = 0$), obtém-se o seu ponto máximo, onde o valor de I é ótimo, como se

observa na equação 2.26 [16].

$$I_{ot} = \frac{S_{Tec} T_c}{R_{elet_{Tec}}} \quad (2.26)$$

É de notar que tanto a 2.24 como a equação 2.26 podem ser aplicadas ao termopar visto que a multiplicação de S_{termop} , $R_{elet_{termop}}$ e K_{termop} pelo número de termopares, N , conduzirá, naturalmente, a que N se anule no numerador e denominador da equação. O dispositivo Peltier e um termopar são, neste caso, intermutáveis. Substituindo a variável I na equação 2.12 pela equação 2.26 tem-se a energia máxima absorvida no lado frio do dispositivo, como se observa na equação 2.27. Naturalmente, o valor ótimo de corrente aplicada resultará numa absorção máxima de energia.

$$Q_{c_{max}} = \frac{S_{termop}^2 T_c^2}{2R_{elet_{termop}}} - K_{termop}(T_h - T_c) \quad (2.27)$$

Numa situação de arrefecimento, Q_c representa a energia que é necessário remover na face fria para que ocorra arrefecimento. Através da equação 2.27 constata-se que existe uma diferença de temperaturas máxima (ΔT_{max}) para a qual a carga é zero ($Q_c = 0$). Como tal, é obtida a diferença máxima de temperaturas entre as faces fria e quente, equação 2.28, ao substituir $Q_{c_{max}}$ por zero na equação 2.27.

$$(T_h - T_c)_{max} = \frac{S_{termop}^2 T_c^2}{2R_{elet_{termop}} K_{termop}} \quad (2.28)$$

2.3 Dissipador de calor

O arrefecimento com recurso ao efeito termoelétrico é tipicamente utilizado em aplicações cujas cargas térmicas afetam significativamente o funcionamento dos componentes eletrónicos. Com os avanços no desenvolvimento destes componentes, verificou-se um decréscimo no volume ocupado pelos mesmos, o que conduziu também a um decréscimo na quantidade de espaço disponível para a dissipação de energia térmica. Como tal, surgiu a necessidade de implementar mecanismos para aumentar a taxa de dissipação da energia térmica gerada, tendo-se começado a utilizar dissipadores de calor, que são, essencialmente, superfícies alhetadas que permitem aumentar a área disponível para transferência de calor do sistema, sem comprometer o seu bom funcionamento, [20]. O desempenho de um dissipador depende de fatores como o seu material e resistência térmica, localização das fontes de calor e geometria adotada, [21].

Tendo em conta a sua aplicação, os dissipadores de calor devem apresentar propriedades que promovam o aumento da taxa de transferência de calor sem ocuparem dimensões consideráveis, apresentarem massas elevadas ou possuírem geometrias demasiado complexas, pois é necessário ter em conta que estes componentes são produzidos em massa e não devem apresentar um custo demasiado elevado, [21]. A base do dissipador apresenta, usualmente, uma geometria circular ou retangular, enquanto que as alhetas perpendiculares à base possuem secções circulares ou retangulares, podendo apresentar, no caso das alhetas tipo pino, disposições alinhadas ou desalinhadas

entre si. As figuras 2.6 e 2.7 representam algumas das diferentes configurações e tipos de secções das alhetas que um dissipador de calor pode apresentar, respetivamente.

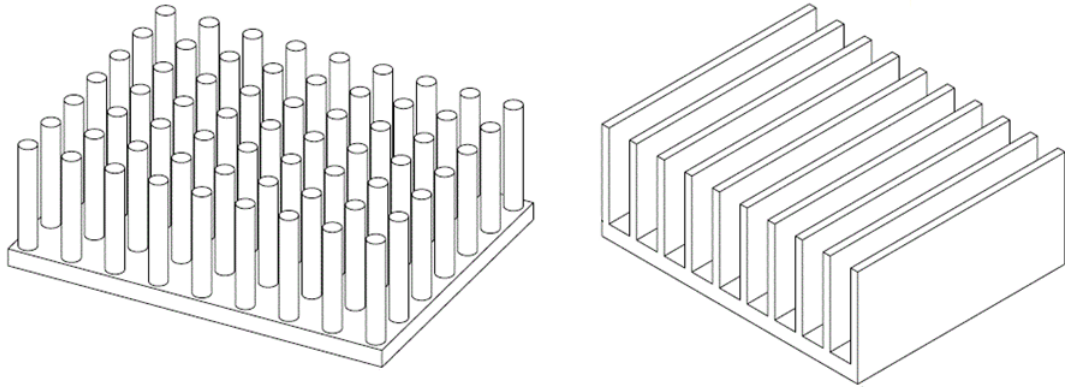


Figura 2.6: Diferentes configurações adotadas num dissipador de calor [22].

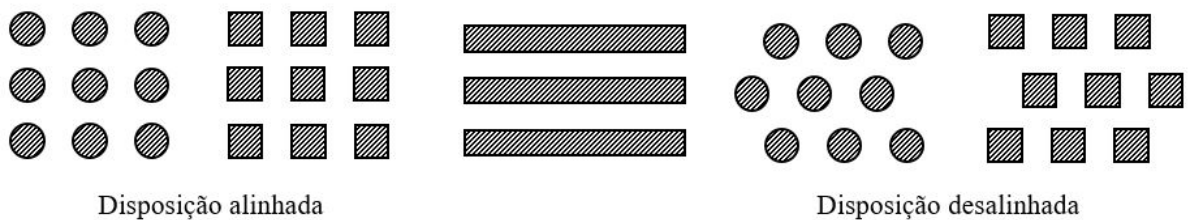


Figura 2.7: Secções e disposições possíveis para as alhetas (Vista de cima).

O material mais tipicamente utilizado nos dissipadores de calor é o alumínio, uma vez que possui uma baixa densidade (2.7g/cm^3) e é um bom condutor térmico (com um valor de condutividade térmica de 240 W/mK), apresentando assim uma boa relação entre as suas propriedades térmicas e mecânicas, para a utilização em questão, [21].

A solução mais amplamente utilizada para aumentar a taxa de transferência de calor para o exterior, para além do uso do dissipador, é a adição de um ventilador, uma vez que esta provoca um aumento da velocidade do escoamento, resultando assim num aumento do coeficiente de transferência de calor global, [23]. Na figura 2.8 é apresentada uma representação esquemática da configuração comum de um sistema de arrefecimento composto por ventilador, dissipador de calor e o TEC.

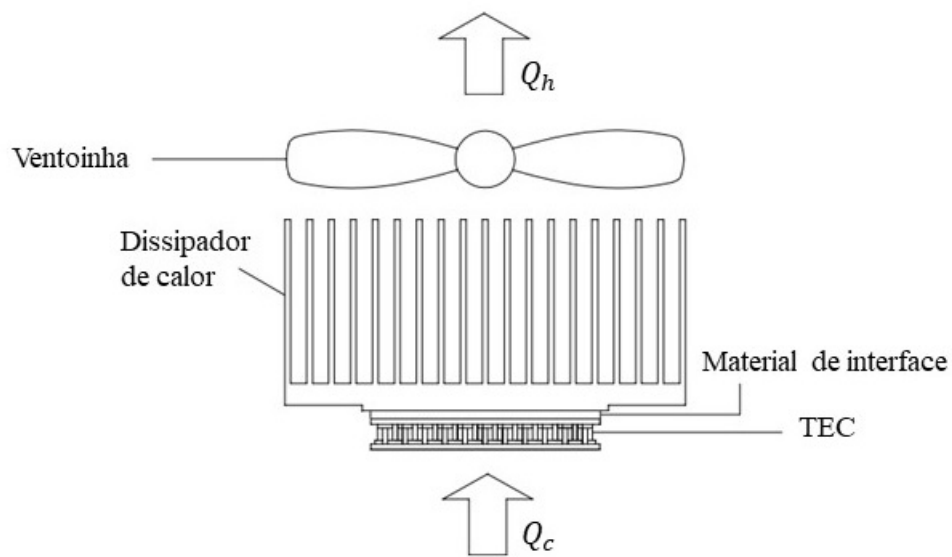


Figura 2.8: Sistema de arrefecimento composto por ventilador, dissipador e TEC [24].

Capítulo 3

Descrição do sensor da condição do piso

Apresentam-se, neste capítulo, o sensor da condição do piso na sua globalidade, bem como as características, dimensões e informações dos fabricantes acerca dos elementos de maior relevância no projeto em estudo.

3.1 Funcionamento do sensor da condição do piso

O sensor RCS possui elementos tanto estruturais, como óticos e eletrônicos, que operam em conjunto, constituindo assim o sistema no seu todo.

O funcionamento ótico do sensor envolve o uso de 4 lasers (de comprimentos de onda de 980, 1310, 1410 e 1550 nanómetros) com uma operação pulsada sequencial. Os lasers emitem, cada um, um feixe de radiação infravermelha, que é refletida numa pirâmide quadrangular, resultando assim num único ponto de emissão, como se vê na figura 3.1. Primeiramente, é emitido o feixe do laser de 980 nm, de seguida este desliga-se e é emitido o de 1310 nm, depois o de 1410 nm e por último o de 1550 nm. A duração deste processo é na ordem das centenas de micro-segundos.

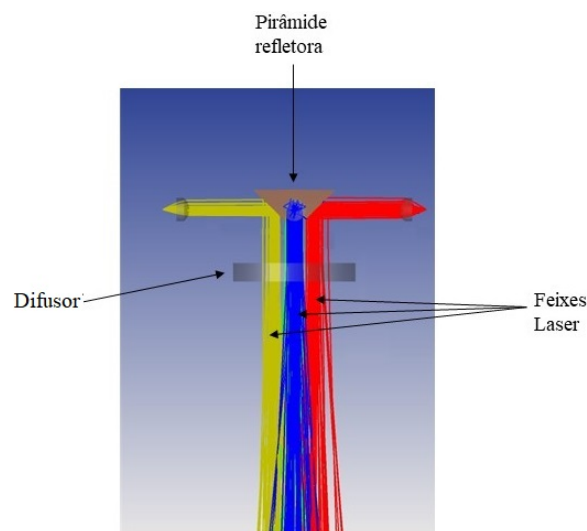


Figura 3.1: Reflexão dos lasers na pirâmide.

A radiação emitida ao incidir no solo interage com a superfície de várias formas, como absorção e reflexão, e uma parte é depois recolhida pela lente coletora e transformada num sinal elétrico pelo fotodíodo. Dependendo do estado do pavimento, a intensidade medida é diferente para cada comprimento de onda. Por exemplo, uma camada de água absorverá uma grande parte da radiação do laser de 1410 nm e uma percentagem menor da radiação do laser de 1550nm, criando assim um perfil identificável. Finalmente, o algoritmo classifica o estado do pavimento de acordo com o perfil de intensidades medidas.

O facto de existir apenas um ponto único de emissão e de recepção da leitura revela-se importante porque a alteração do ângulo de incidência em determinados pisos (como por exemplo, o asfalto) altera também o perfil da reflexão e com isso a intensidade medida.

O método de classificação utilizado pelo algoritmo é o método de *random forest*. Essencialmente, este método consiste no uso simultâneo de um conjunto de árvores de decisão para classificar um perfil de intensidades. Cada árvore possui um modelo de análise ligeiramente diferente das restantes, o que significa que a nem todas as árvores devolverão o mesmo resultado, ainda que tal possa acontecer. Essencialmente, em cada árvore são analisados os dados recebidos e é devolvido um resultado para o estado do piso (pode ser neve, água, entre outros). No entanto, apenas existe uma classificação final, que será a moda de todas as classificações individuais, como se vê na figura 3.2.

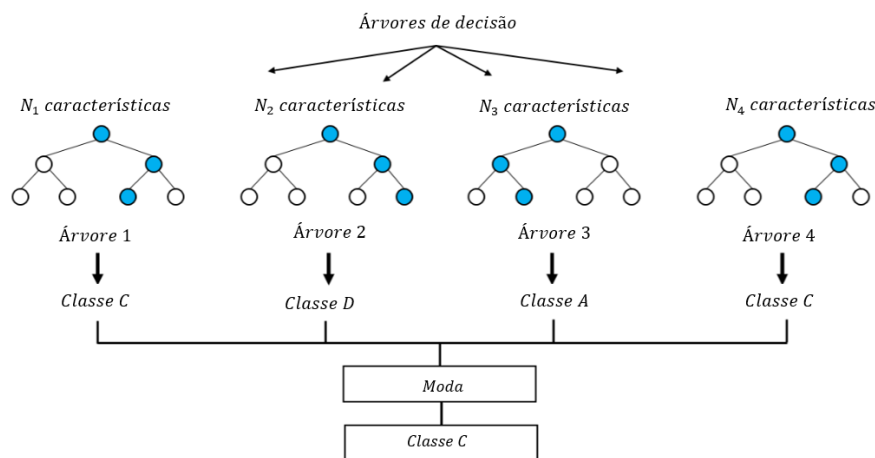


Figura 3.2: Método de random forest [25].

Os lasers encontram-se soldados à PCB (Placa de circuitos impressos, *Printed Circuit Board*), onde se encontram também os restantes componentes eletrónicos, tais como:

- Microcontrolador: Contém o algoritmo classificador do estado do piso, bem como a driver responsável por transmitir o sinal "ON/OFF" a cada um dos lasers. Para além disso, o microcontrolador é também responsável por transmitir o *output* do algoritmo à interface com o utilizador (CAN, *Controller Area Network* interface). A interface com o utilizador recebe

o *output* do algoritmo, isto é, a classificação do estado do piso (assim como a espessura da camada de água, se esta existir).

- *Laser drivers*: Controlam os lasers, sendo responsáveis por definir a corrente transmitida aos lasers, assim como a corrente máxima permitida.
- Fotodetetor: O fotodetetor converte a radiação laser que interagiu com o pavimento em valores analógicos de corrente.
- Amplificador: Amplifica os valores de corrente provenientes do fotodetetor.
- Conversor ADC: Converte os valores analógicos de corrente em valores digitais, que serão processados pelo algoritmo do microcontrolador.

Apresenta-se, na figura 3.3 um esquema simplificado para auxiliar na compreensão das funções do PCB.

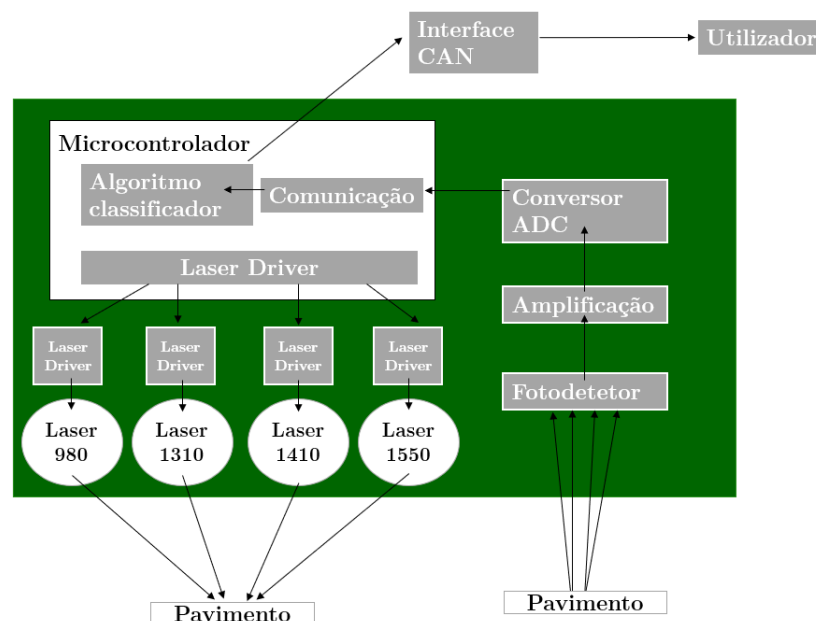


Figura 3.3: Esquema do PCB

O PCB representa toda a parte eletrônica do sensor, no entanto, não inclui o controlo do TEC. Assim, é necessário um segundo elemento, que será um controlador de PID, apenas responsável por medir as temperaturas do sensor e definir qual corrente a fornecer ao TEC para que a temperatura no lado frio desejada seja atingida. Como já foi referido, nenhum destes componentes se encontra, para já, incluído no protótipo.

3.2 Estrutura do sensor da condição do piso

Os constituintes do RCS encontram-se dentro da caixa do sensor (formada por duas proteções, superior e inferior). Na face superior da proteção, encontram-se as cavidades para ligações elétricas, assim como o dissipador de calor com a ventoinha montada no seu topo. A face inferior possui um furo com um difusor para a passagem do feixe de emissão dos lasers e um fotodetector, com lente, para permitir a entrada dos feixes de reflexão. Estes componentes encontram-se representados na figura 3.4.

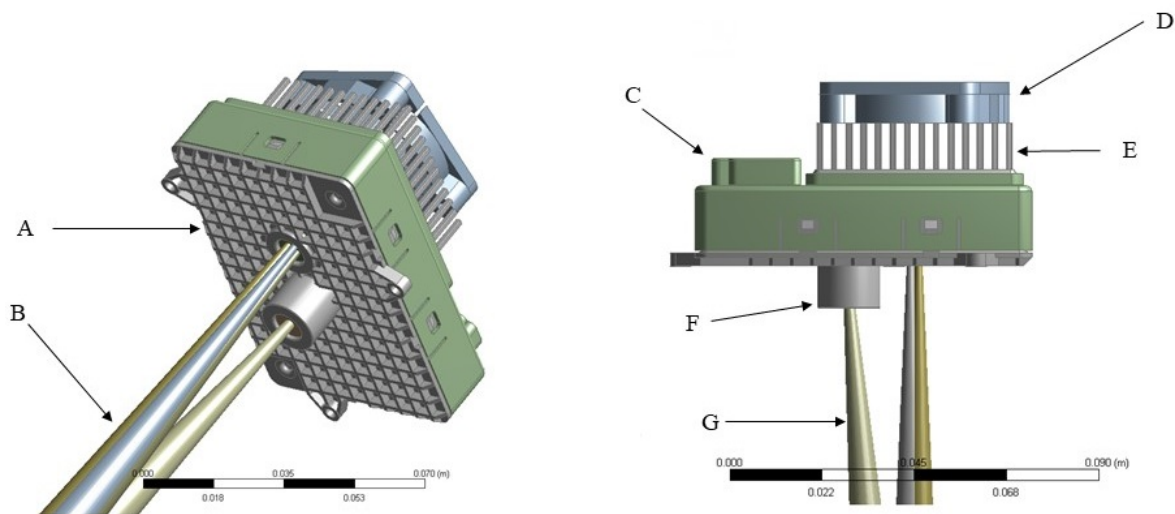


Figura 3.4: Estrutura exterior do sensor. A-proteção inferior; B-feixes emitidos; C-proteção superior; D-ventoinha; E-dissipador de calor; F-fotodetector.

De maneira a facilitar a compreensão da estrutura do sensor, retiram-se as proteções para se tornar possível visualizar o interior deste, nas figuras 3.5 e 3.6 . O dispositivo termoeletrónico de arrefecimento, TEC, encontra-se montado na face inferior do dissipador de calor, seguido de uma placa de alumínio (apelada de placa de pressão neste estudo). A função da placa de pressão, que se encontra fixa através de dois parafusos montados no dissipador, é aplicar pressão entre o dispositivo termoeletrónico e o dissipador, fixando assim o TEC, daí o nome "placa de pressão". Na face inferior da placa de pressão encontram-se os componentes óticos do sistema, que se pretendem manter a uma temperatura constante. Os 4 lasers estão fixos nas faces de um cubo metálico, sendo que os feixes destes mesmos são emitidos através da quinta face do mesmo. Uma análise às figuras 3.5 e 3.6 permite observar 4 lasers, assim como o difusor ótico, os feixes de laser (esquemático), o cone de reflexão, o TEC, a placa de pressão, a ventoinha e o dissipador. É de realçar que estas figuras não representam a totalidade do sistema, mas sim vistas com componentes omitidos para permitir uma melhor compreensão. Na figura 3.7 encontra-se, com maior detalhe, o cubo de inserção dos lasers.

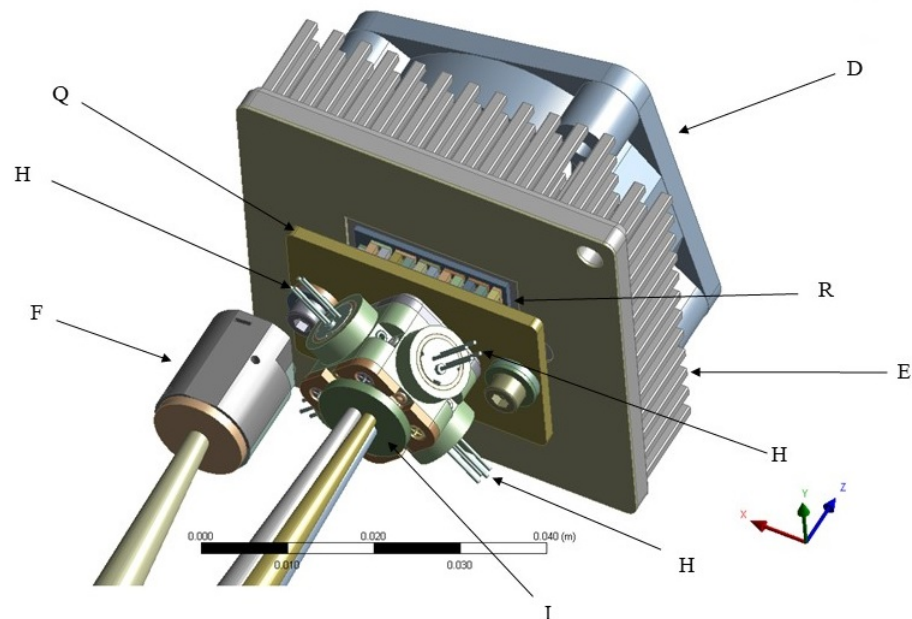


Figura 3.5: Vista do interior do laser. D-ventoinha; E-dissipador de calor; F-cone de reflexão; I-lente do laser; H-laser (x4); Q-Placa de pressão; R-TEC

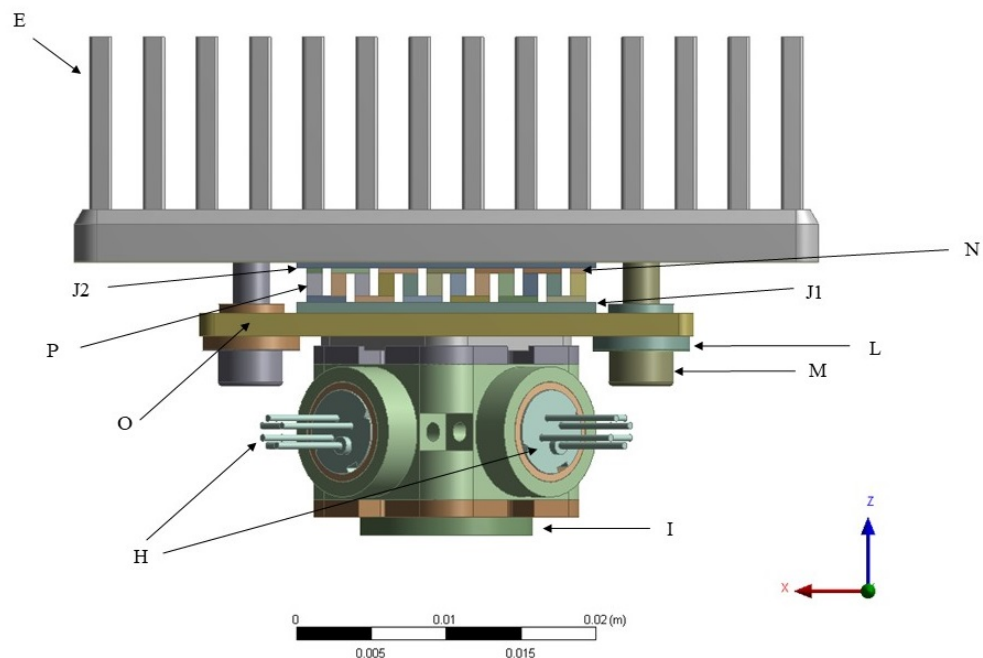


Figura 3.6: Vista do interior do laser. E-dissipador de calor; H-Laser (x4); I-lente; J1 e J2-Placas de cerâmica do TEC; L-Casquilho dos parafusos; M-Parafuso; N-Camada de cobre do TEC; O-Placa de pressão; P-Pastilhas do TEC.

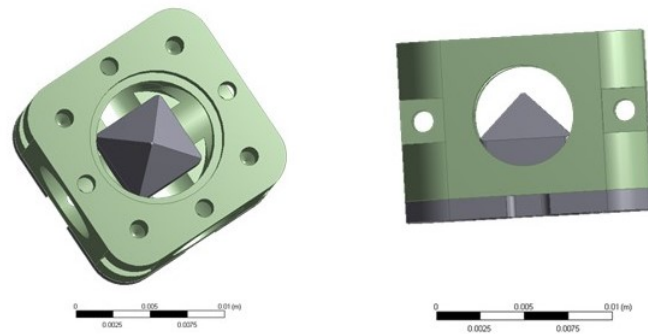


Figura 3.7: Cubo de inserção dos lasers, que se localizam nos 4 furos em cada face. Pirâmide no centro para refletir os feixes emitidos.

O corpo dos lasers encontra-se soldado à placa PCB, que por sua vez se encontra fixa nas paredes da proteção do laser. Na figura 3.8 é possível compreender onde esta se insere no sensor. Realça-se que estas imagens são sem a proteção do sensor, que suportará a PCB.

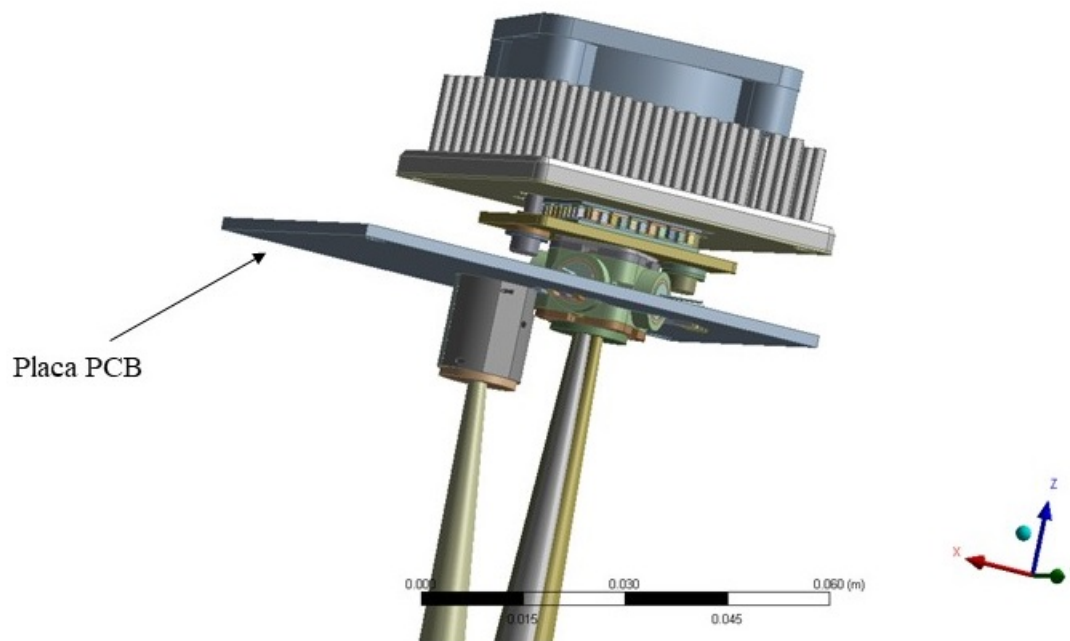


Figura 3.8: Localização da placa PCB.

É importante realçar que todos os elementos possuem, na interface de contacto, massa térmica (material de elevada densidade e condutibilidade térmica). Na secção 3.3 é realizada uma análise mais detalhada aos componentes de maior relevância.

3.3 Elementos utilizados

Apresentam-se, nesta secção, as características e detalhes dos equipamentos e componentes utilizados.

3.3.1 Dipositivo TEC

Para o projeto em questão, foi utilizado um módulo de Peltier do fabricante CUI [26]. Este dispositivo possui 71 termopares, ou seja, 142 pastilhas, uma placa de cerâmica no topo e outra na base, com 0.76 mm de espessura cada, e também uma vedação de silicone apenas na periferia entre o lado quente e o lado frio, assegurando assim que as pastilhas se encontram isoladas do ambiente exterior. Relativamente às pastilhas, estas possuem um comprimento L de 1,5 mm e uma área de secção, A , de 1mm^2 , sendo possível ver estas dimensões na figura 3.9

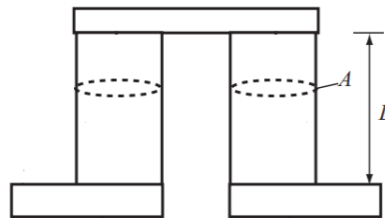


Figura 3.9: Esquema de um termopar. Cada pastilha tem comprimento L e área de secção A .

Acrescenta-se também que existe uma camada de cobre entre cada placa de cerâmica e as pastilhas, no entanto as suas dimensões não são fornecidas, por serem muito diminutas. O desenho mecânico do modelo está apresentado na figura 3.10, com as respetivas dimensões, sendo que na tabela 3.1 estão registadas outras propriedades relevantes deste modelo, que são contempladas na ficha técnica do mesmo.

Tabela 3.1: Propriedades do dispositivo TEC

Modelo CP30238H	Unidades	
Voltagem máxima	8,8	[V]
Corrente máxima	3,0	[A]
Potência máxima (Para $T_h=27\text{ C}$)	16,6	[W]
Potência máxima (Para $T_h=50\text{ C}$)	18	[W]
Resistência elétrica	2,2	[Ω]

É de notar que a resistência elétrica fornecida pelo fabricante do Peltier já contempla as pastilhas e o cobre, não sendo necessários cálculos adicionais. Para possibilitar o cálculo das propriedades do TEC, pediram-se informações extra acerca das características das pastilhas, uma vez que não se encontravam na ficha técnica do componente. Os valores estão indicados de seguida e

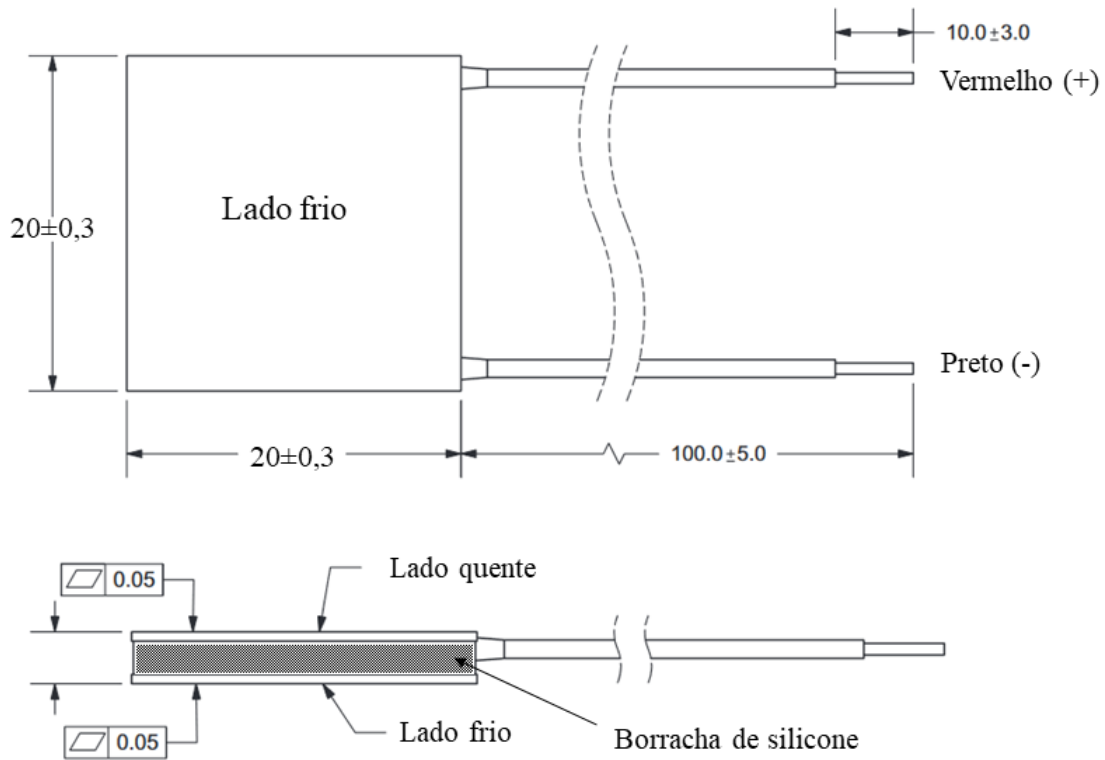


Figura 3.10: Desenho mecânico do dispositivo de Peltier utilizado (dimensões em mm).

realça-se que, com base na resposta do fornecedor, se analisou o dispositivo como sendo constituído por termopares similares.

$$s_n = -2,00 \times 10^{-4} \text{ V/K}$$

$$s_p = +2,00 \times 10^{-4} \text{ V/K}$$

$$k_p = k_n = 1,5 \text{ W/(m.K)}$$

Aplicaram-se, primeiramente, as expressões 2.11 e 2.10 para calcular as propriedades para um termopar, tendo-se obtido os seguintes valores:

$$S_{termop} = 4 \times 10^{-1} \text{ mV/K}$$

$$K_{termop} = 2 \times 10^{-3} \text{ W/K}$$

De seguida, foram obtidos valores de S_{Tec} e K_{Tec} .

$$S_{Tec} = 2,84 \times 10^{-2} \text{ V/K}$$

$$K_{Tec} = 1,42 \times 10^{-1} \text{ W/K}$$

Adicionalmente, calculou-se o fator de mérito das pastilhas, com recurso à expressão 2.24. Relembra-se que o fator de mérito para uma pastilha será o mesmo que o de um termopar e do TEC.

$$Z = \frac{(2 \times 10^{-4})^2}{8,3 \times 10^{-6} \times 1,5} = 3,2 \times 10^{-3} \text{ K}^{-1} \quad (3.1)$$

O dispositivo de Peltier, atualmente, é controlado externamente (isto é, por um controlador que não se encontra fisicamente inserido dentro do sensor), no entanto, nas próximas versões do sensor prevê-se que o controlo seja efetuado através de um controlador PID, como já foi referido, que será incluído no interior da proteção do sensor, assim como a placa PCB. Visto que, atualmente, o controlador PID não se encontra no sistema, a sua influência térmica, tal como a da placa PCB, não foi estudada.

3.3.2 Dissipador de calor

O dissipador de calor escolhido para o projeto foi encomendado à Alpha Novatech [27], sendo feito de alumínio anodizado preto (A6063). Este possui uma secção quadrangular e furos roscados para a entrada de parafusos de fixação da ventoinha. As alhetas adotadas apresentam, igualmente, secção quadrangular e cantos arredondados. É possível observar o desenho mecânico do dissipador, com furos para o encaixe de uma ventoinha, na figura 3.11.

É importante mencionar que foi pedido ao fornecedor, posteriormente, que modificasse o dissipador de maneira a adaptá-lo ao projeto em causa através da inclusão de furos para os restantes componentes do sistema global. Na tabela 3.2 encontram-se sumarizadas as suas dimensões, número de alhetas e dimensões das mesmas.

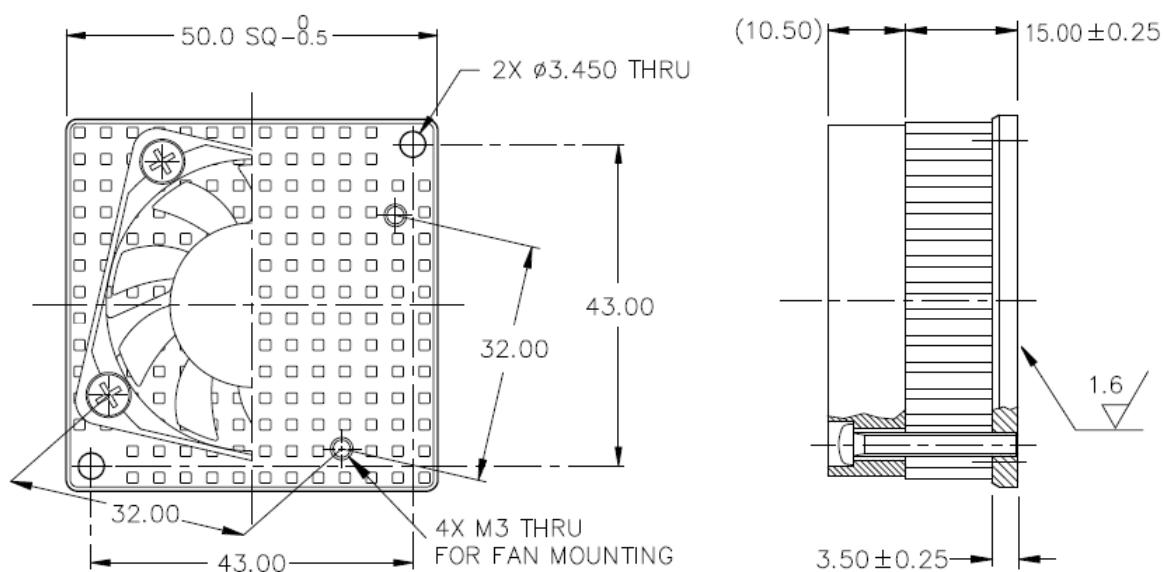


Figura 3.11: Desenho mecânico do dissipador de calor (dimensões em mm).

Tabela 3.2: Dimensões do dissipador de calor

Modelo FSP50-15M45	Unidade	
Largura do dissipador	50,0	mm
Comprimento do dissipador	50,0	mm
Altura da base do dissipador	3,5	mm
Altura das alhetas	11,5	mm
Comprimento do lado das alhetas	1,45	mm
Distância entre alhetas	2,10	mm
Número total de alhetas	184	-
Número total de filas de alhetas	14	-

Foram realizados e disponibilizados, adicionalmente, pelo fornecedor dois testes experimentais para obter os valores de resistência térmica do dissipador, $R_{dissipador}$. Para tal, utilizou-se uma ventoinha e duas fontes de calor genéricas (uma em cada um dos testes), tendo sido obtidos os valores apresentados na tabela 3.3. Na secção 4.1 aborda-se com mais detalhe essa resistência.

As fontes de calor utilizadas nos testes do fornecedor, designadas como fonte 1 e fonte 2, apresentam uma secção quadrangular de 12,7 e 25,4 mm de lado, respetivamente, não tendo sido fornecida mais nenhuma informação acerca destas. Estas fontes não são iguais à fonte de calor utilizada neste estudo (que é o dispositivo TEC descrito na subsecção 3.3.1), já que as suas dimensões não coincidem, e não foram fornecidos dados acerca da potência dissipada. Ainda assim, utilizar-se-ão os resultados obtidos pelo fornecedor como termo de referência e comparativo com os valores obtidos analiticamente neste estudo. Já a ventoinha utilizada pelo fornecedor é a mesma que a descrita na secção 3.3.3, sendo que foi a mesma ventoinha que foi analisada durante este estudo.

Tabela 3.3: Valores da resistência térmica do dissipador

	Fonte 1 [12,7mmx12,7mm]	Fonte 2 [25,4mmx25,4mm]
Resistência térmica [°C/W]	0.94	0.77

Como estes testes foram realizados com a ventoinha montada no dissipador, os resultados obtidos para os valores da resistência térmica já contemplam, por exemplo, a perda de carga sofrida pelo ar que escoia pelas alhetas, sendo expectável que o caudal de ar que circulou pelo dissipador nestes testes seja o mesmo em ensaios futuros.

3.3.3 Ventoinha

A ventoinha adotada foi fornecida pela COFAN [28] e foi escolhida por ser a ventoinha para a qual o dissipador de calor foi projetado, tendo sido também a ventoinha com a qual o fornecedor realizou os testes experimentais para o cálculo da resistência térmica referidos anteriormente. Como tal, e visto que a dita ventoinha cumpria todos os requisitos necessários ao projeto, optou-se por mantê-la como parte do equipamento. Apresenta-se, portanto, na figura 3.12 e tabela 3.4, o desenho de definição da ventoinha e a tabela resumo das suas características padrão.

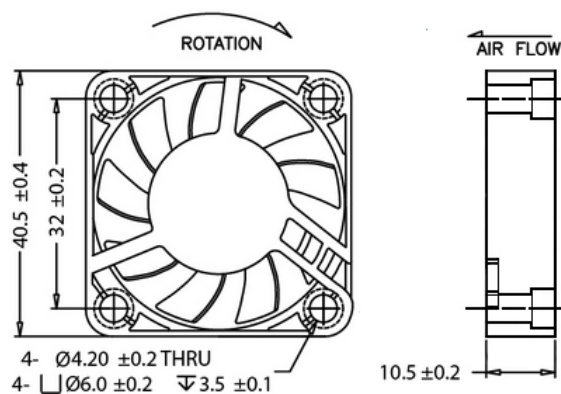


Figura 3.12: Desenho mecânico da ventoinha (dimensões em mm).

Como foi referido anteriormente, é de extrema importância ter em atenção que o caudal da ventoinha disponibilizado pelo fornecedor representa o caudal em escoamento livre, não tendo em conta o dissipador. Como tal, será calculado na secção 4.3 o caudal real do escoamento tendo em conta o dissipador.

Tabela 3.4: Características da ventoinha utilizada

Modelo F-4010HH12B II	Unidade	
Diâmetro externo	38×10^{-3}	m
Diâmetro interno	28×10^{-3}	m
Velocidade de rotação máxima	7000	RPM
Caudal volúmico máximo	$4,2 \times 10^{-3}$	m ³ /s
Voltagem máxima	12	V
Voltagem operacional	6-13,8	V
Corrente máxima	0,16	A
Corrente operacional	0,14	A
Potência máxima	1,92	W

Apresenta-se, na figura 3.13 a curva característica da ventoinha que o fabricante forneceu após pedido, que relaciona o caudal fornecido pela ventoinha com a sua altura manométrica.

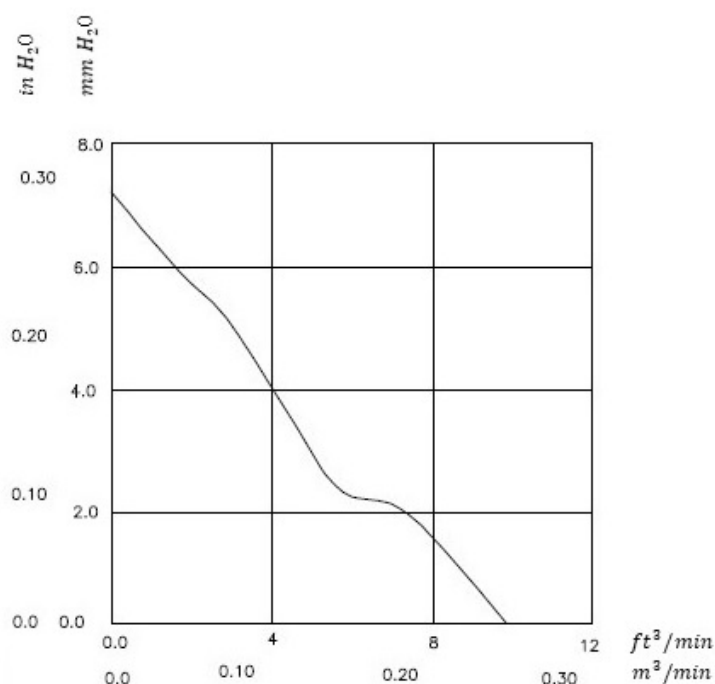


Figura 3.13: Curva característica da ventoinha.

3.3.4 Proteção do sensor

As proteções inferiores e superiores do sensor foram fabricadas com recurso a impressão 3D (tecnologia de polyjet), tendo sido construídas tendo em vista todo o funcionamento do sistema. O material utilizado foi o material de impressão *Vero*, [29]. A família de materiais *Vero* é constituída, entre outros, pelos materiais *VeroWhite*, *VeroClear*, *VeroGray*, sendo que estes possuem as mesmas características térmicas, variando apenas de cor entre si. Para a análise térmica, é relevante saber a condutividade térmica deste material, que apresenta um valor de 0,24 W/mK, [30]. Nas figuras 3.14 e 3.15 apresentam-se as proteções superior e inferior.

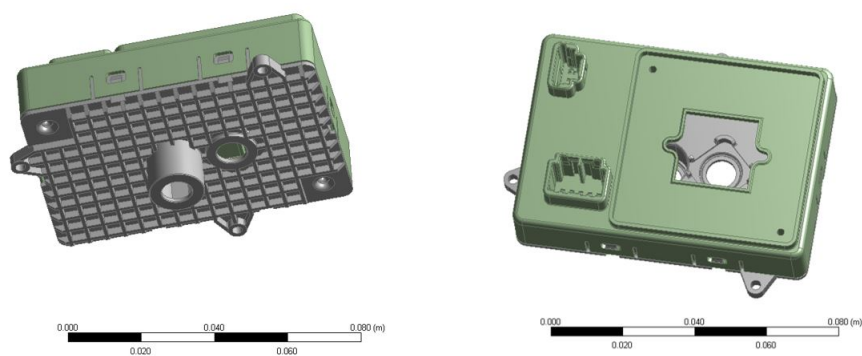


Figura 3.14: Proteção superior (a verde, na direita) e inferior (cinzento, na esquerda).

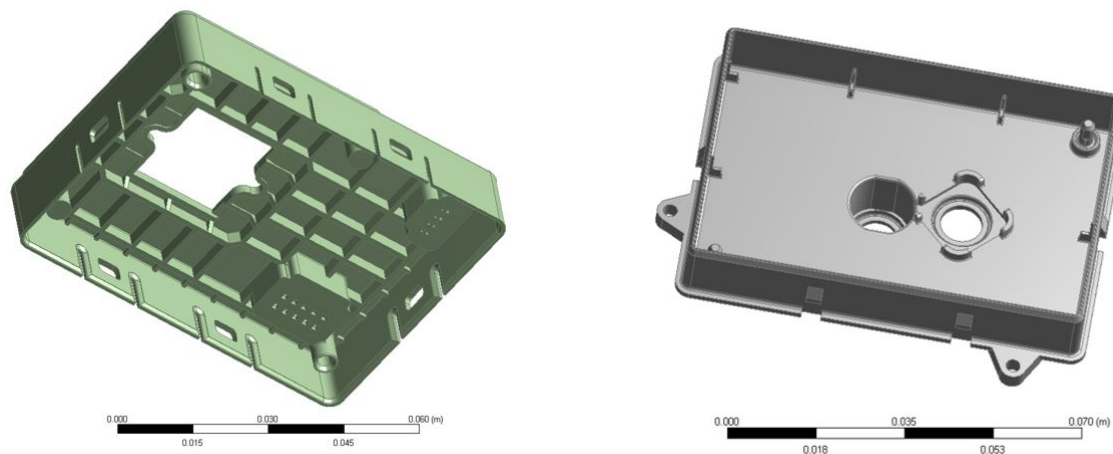


Figura 3.15: Proteção superior (esquerda) e proteção inferior (direita)

3.3.5 Parafusos e casquilho

O sistema possui dois parafusos (ver figura 3.5) responsáveis pela ligação do dissipador de calor aos restantes componentes, como já foi referido na introdução do presente capítulo, que, por possuírem dimensões relevantes de um ponto de vista térmico, são incluídos também nesta caracterização. Apresenta-se então na figura 3.16 um desenho de definição dos parafusos utilizados, acompanhado, sendo que as suas dimensões e propriedades se encontram na tabela 3.5.

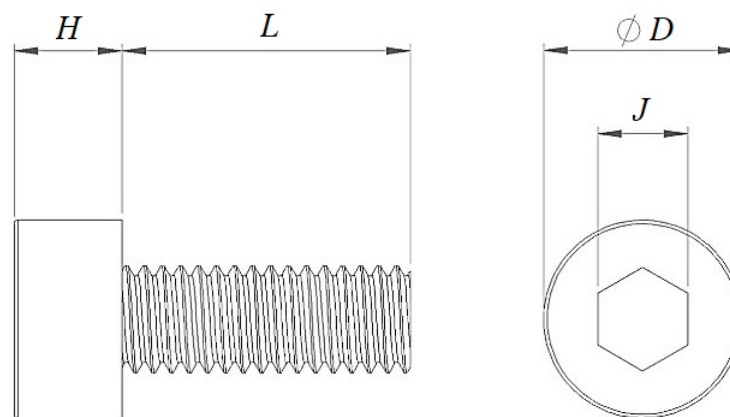


Figura 3.16: Dimensões do parafuso utilizado. L: comprimento do parafuso, H: comprimento da cabeça do parafuso, D: Diâmetro da cabeça do parafuso, J: distância entre faces do furo hexagonal, [31].

Uma vez que o aço inoxidável possui uma condutividade térmica elevada tornou-se essencial isolar os parafusos termicamente, tendo-se optado por incluir um casquilho entre os parafusos e a placa de pressão. O material do casquilho é o mesmo material que a proteção do sensor (material *Vero*), por ter sido também fabricado através de impressão 3D. Este material tem, claramente, uma

Tabela 3.5: Características dos parafusos em utilização

Parafuso M2,6×16		Unidade
Norma	DIN 912	-
Material	Aço inoxidável A2-70	-
Condutividade térmica	16,2	W/mK
Comprimento dos parafusos [L]	16	mm
Comprimento da cabeça do parafuso [H]	2,5	mm
Diâmetro da cabeça do parafuso [D]	4,5	mm
Distância entre faces do furo hexagonal [J]	2	mm

condutividade térmica menos elevada que os parafusos. As dimensões dos casquilhos encontram-se representadas na figura 3.17.

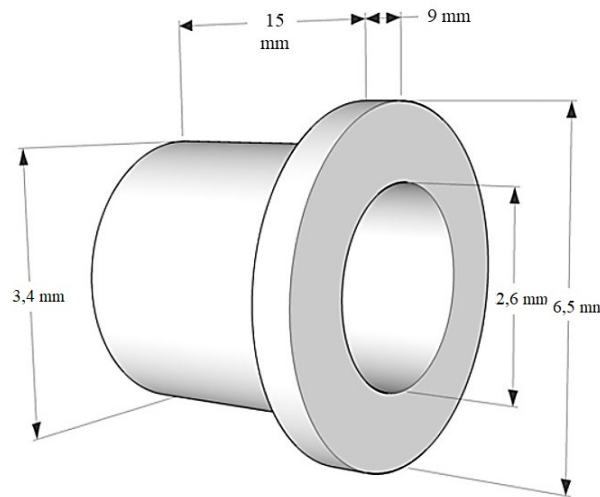


Figura 3.17: Dimensões do casquilho utilizado, [32].

3.3.6 Placa de pressão

A placa de pressão utilizada no sistema encontra-se ligada, através dos parafusos, ao dissipador de calor (ver figura 3.5). Assim sendo, encontra-se exposta a uma diferença de temperaturas considerável (a face fria do TEC tem temperaturas mínimas, no entanto os parafusos têm temperaturas elevadas por estarem em contacto com o dissipador). As suas dimensões encontram-se detalhadas na tabela 3.6, podendo-se observar a sua geometria na figura 3.18. A placa de pressão é fabricada de alumínio pois tinha como requisito ser um material com elevada condutividade térmica (visto que a placa se encontra entre o dispositivo TEC e o suporte dos lasers) e com propriedades mecânicas capazes de suportar a pressão dos parafusos. A escolha também se prendeu pela facilidade de produção de peças em alumínio comparativamente a outros materiais com propriedades similares.

Tabela 3.6: Características da placa de pressão

Placa de pressão		Unidade
Material	Alumínio	-
Condutividade térmica	200	W/(m.K)
Espessura	1,5	mm
Área de secção	413	mm ²

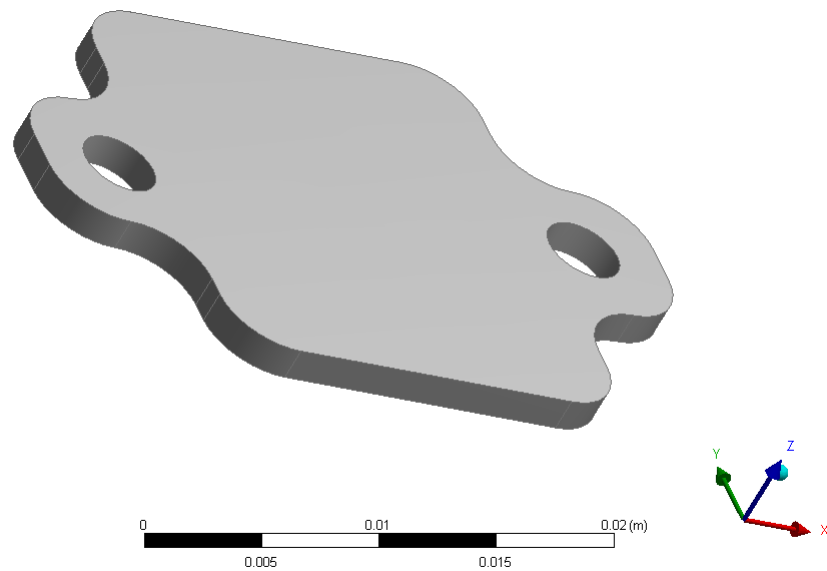


Figura 3.18: Placa de pressão.

Capítulo 4

Estudo analítico

Inicialmente foi efetuado um estudo do sistema através de um modelo analítico unidimensional, tendo-se, para tal, simplificado o mesmo. O objetivo dos cálculos realizados foi simular analiticamente um sistema cujo comportamento correspondesse da maneira mais aproximada possível à realidade, permitindo uma análise expedita do mesmo. A análise analítica é importante porque permite fazer uma análise paramétrica dos resultados obtidos e realizar análises de incerteza, retirando assim conclusões acerca da influência da mudança de determinadas variáveis.

De maneira a simplificar o sistema foram retirados a estrutura de inserção dos lasers e a proteção inferior do sensor, permanecendo apenas os componentes relevantes de um ponto de vista térmico: o dissipador de calor, o dispositivo TEC com as placas de cerâmica, a placa de pressão, os parafusos e os respetivos casquilhos, bem como a proteção superior do sensor. É possível analisar o sistema simplificado na figura 4.1, sendo que na figura 5.7 apresenta-se também o mesmo sistema de uma outra perspetiva. Este novo sistema foi designado de sistema A e é estudado numericamente e experimentalmente nos capítulos 5 e 6, respetivamente.

Adicionalmente, simulou-se o escoamento do ar do ventilador, através da introdução de convecção forçada nas superfícies do dissipador. Foi atribuída uma determinada corrente ao dispositivo Peltier e uma temperatura ambiente e posteriormente calcularam-se, através de expressões matemáticas dadas no capítulo 2 e no presente capítulo, as temperaturas do lado quente e frio do TEC e em diversos pontos do sistema, bem como a voltagem utilizada, o calor libertado por efeito de Joule, a potência absorvida na face fria e libertada na face quente e o COP.

Com esta análise, pretende-se obter resultados que serão posteriormente comparados com simulações numéricas e testes experimentais, bem como inferir a incerteza nas variáveis referidas anteriormente face a uma incerteza de 20% nos coeficientes de convecção e na velocidade do escoamento, assim como de 10% na resistência elétrica do TEC. No teste experimental, o sensor de temperatura é inserido entre duas camadas de material de interface, pelo que a temperatura do lado frio do sistema é, na realidade, medida na interface destes materiais (como se pode observar na figura 4.1). É, portanto, importante calcular analiticamente também a temperatura nesse ponto, ou seja, é necessário incluir as duas camadas de material de interface na modulação do sistema analisado. Na tabela 4.1 apresentam-se as características das camadas de material de interface 1 e

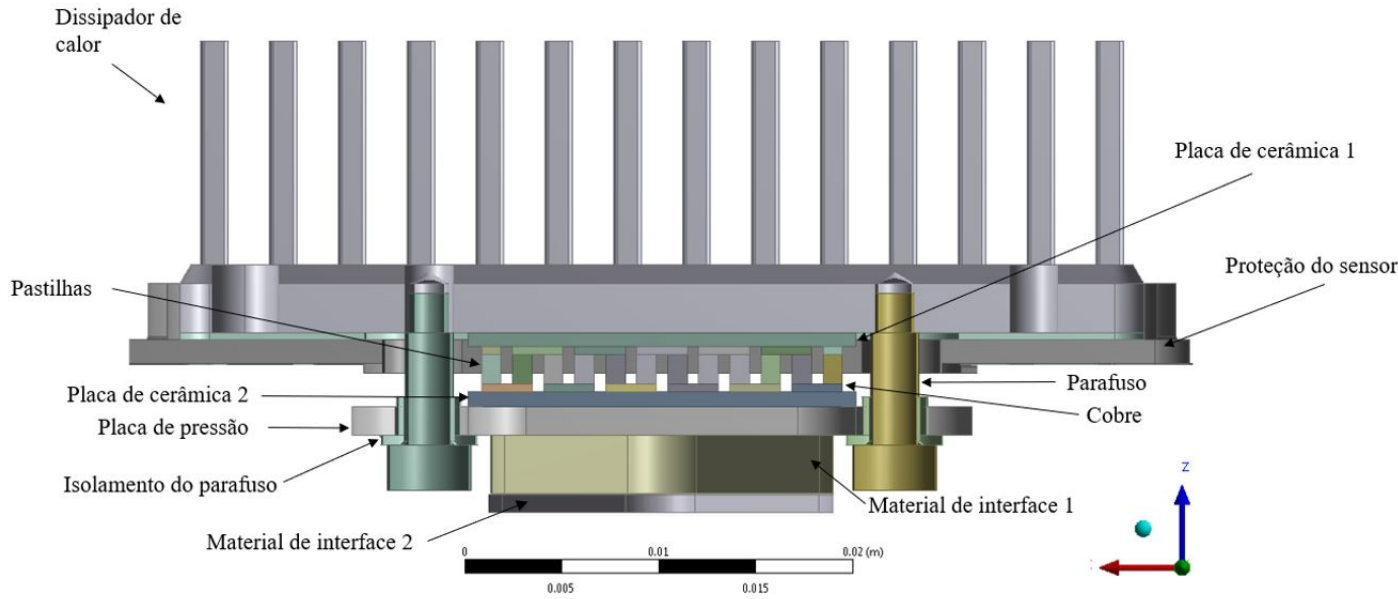


Figura 4.1: Vista de frente do sistema A em corte, sendo possível ver a entrada dos parafusos no dissipador.

2. A única característica em que estes diferem é na sua espessura, sendo que o material é o mesmo.

Tabela 4.1: Características do material de interface [33]

Material de interface (TIM)	Unidade	
Condutividade térmica	1.9	W/mK
Área de secção	200	mm ²
Espessura (camada 1)	3	mm
Espessura (camada 2)	1	mm

Foi utilizado o software EES (Engineering Equation Solver) [34] para construir o modelo analítico, uma vez que este software inclui funções que facilitam o cálculo de fatores como o coeficiente de transferência de calor por convecção para diferentes cenários. Antes de avançar para uma explicação mais pormenorizada do modelo, relembra-se as definições, para um dado elemento genérico, da troca de energia através de condução, Q_{cd} , convecção, Q_{cv} , e radiação, Q_{rad} , nas expressões 4.1, 4.2, 4.3 [35].

$$Q_{cd} = \frac{A_{cd}k(T_{sup} - T_{amb})}{L} \quad (4.1)$$

$$Q_{cv} = A_{cv}h_{cv}(T_{sup} - T_{amb}) \quad (4.2)$$

$$Q_{rad} = A_{rad}\epsilon\sigma(T_{sup}^4 - T_{amb}^4) \quad (4.3)$$

Em que L é a espessura do elemento na direção da transferência de calor por condução, k é a condutibilidade térmica do material do elemento, A_{cd} é a área de secção do elemento, h_{cv} é o

coeficiente de transferência de calor por convecção, A_{cv} e A_{rad} são a área superficial onde ocorre convecção e radiação, respetivamente, σ é a constante de Stefan-Boltzmann ($\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$) e ε representa a emissividade do material. T_{amb} é a temperatura ambiente e T_{sup} é a temperatura absoluta da superfície (K).

As resistências de condução, R_{cd} , convecção, R_{cv} e radiação, R_{rad} são calculadas através das expressões 4.4, 4.5 e 4.6, respetivamente.

$$R_{cd} = \frac{L}{kA_{cd}} \quad (4.4)$$

$$R_{cv} = \frac{1}{h_{cv}A_{cv}} \quad (4.5)$$

$$R_{rad} = \frac{1}{h_{rad}A_{rad}} \quad (4.6)$$

Sendo que h_{rad} é o coeficiente de transferência de calor por radiação, que é normalmente dado pela expressão 4.7.

$$h_{rad} = \sigma \varepsilon (T_{amb} + T_{sup})(T_{amb}^2 + T_{sup}^2) \quad (4.7)$$

O cálculo analítico foi efetuado tendo em conta as relações anteriores, sendo que, para a aplicação das funções, foi necessário calcular a velocidade real do ar nas alhetas, tópico abordado na secção 4.2.

4.1 Resistência térmica de um dissipador de calor

A resistência térmica de um dissipador tem uma influência elevada na potência dissipada do lado quente, $\dot{Q}_h$, pois quanto mais elevada for a resistência térmica total do dissipador, menor será a taxa de transferência de calor. Na expressão 4.8 apresenta-se o modo de cálculo da resistência térmica total do dissipador de calor em estudo, tendo em conta a existência de uma fonte de calor.

$$R_{dissipador} = R_{sup} + R_{dist} + R_{cd_{base}} \quad (4.8)$$

Em que R_{sup} representa a associação em paralelo da resistência térmica das alhetas e da resistência de convecção que ocorre na superfície não alhetada, como se verá ainda nesta subsecção. $R_{cd_{base}}$ é a resistência de condução existente na espessura da base do dissipador e R_{dist} é o acréscimo de resistência em virtude da condução tridimensional que existe porque a transferência de energia ocorre entre duas superfícies de diferentes áreas (uma de área inferior, a face do TEC, para uma de área superior, a face do dissipador de calor): Como tal, a temperatura na zona da superfície do dissipador em contacto com o TEC será maior do que a temperatura na superfície restante, originando uma distribuição tridimensional de temperaturas na base do dissipador. Quanto menor for a área do TEC, maior será a temperatura na área do dissipador em contacto com o Peltier. Na figura

4.2 é apresentado um esquema da posição convencional de um TEC em relação a um dissipador de calor, bem como a distribuição do calor entre eles.

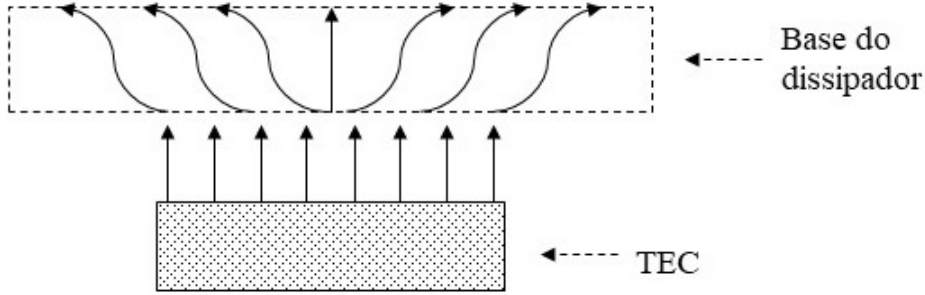


Figura 4.2: Representação da distribuição de calor entre o TEC e a base do dissipador.

Apresenta-se, também, na figura 4.3, uma representação da distribuição expectável das temperaturas na base do dissipador, caso o TEC esteja posicionado no centro desta. Na imagem, o vermelho representa a temperatura mais elevada e o azul a temperatura menor. É de notar que esta distribuição é ilustrativa e tem como objetivo meramente auxiliar na compreensão do conceito.

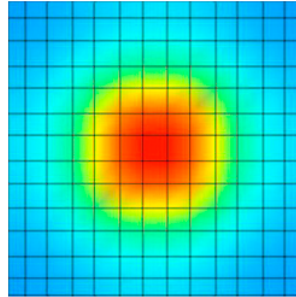


Figura 4.3: Distribuição expectável de temperaturas na face de contacto do dissipador, caso o TEC esteja centrado [36].

É apresentada, nas equações 4.9 e 4.10 uma proposta comumente aceite para o cálculo da resistência de condução unidimensional que é equivalente à resistência de condução tridimensional que existe na realidade [37].

$$R_{dist} = \frac{\sqrt{A_d} - \sqrt{A_s}}{k\sqrt{\pi A_d A_s}} \frac{\lambda k A_d R_0 + \tanh(\lambda t_b)}{1 + \lambda k A_d R_0 \tanh(\lambda t_b)} \quad (4.9)$$

$$\lambda = \frac{\pi^{3/2}}{\sqrt{A_d}} + \frac{1}{\sqrt{A_s}} \quad (4.10)$$

Em que k é a condutividade térmica do material e t_b a espessura da base, A_d e A_s representam a área da base do dissipador e a área em contacto com a fonte de calor, respetivamente. R_0 é a resistência térmica do dissipador em condições unidimensionais, ou seja, $R_{sup} + R_{cd_{base}}$ [20]. A

resistência de condução da base do dissipador, $R_{cd_{base}}$, é dada pela expressão 4.11.

$$R_{cd_{base}} = \frac{t_b}{kA_d} \quad (4.11)$$

No dissipador, a adição das alhetas tem como objetivo aumentar a área de transferência de calor da superfície, e consequentemente, a transferência de calor com o exterior. No entanto, qualquer alheta possui uma resistência de condução finita, pelo que existirá um gradiente de temperaturas ao longo desta, não sendo portanto correto assumir que a adição de alhetas à superfície apresenta uma transferência de calor com eficiência de 100%. Assim sendo, torna-se necessário conhecer a eficiência de uma alheta que é dada pela razão entre a energia transferida na alheta em questão, q_{alheta} , e a energia máxima que pode ser transferida, q_{max} (caso de uma alheta ideal, por exemplo, com condutividade infinita) como se verifica na expressão 4.12.

$$\eta_{alheta} = \frac{q_{alheta}}{q_{max}} \quad (4.12)$$

Apesar de o caso em estudo apresentar convecção no topo das alhetas, é possível obter resultados corretos utilizando as formulações para o caso de alhetas com o topo adiabático, desde que o comprimento da alheta, L_a , seja corrigido, dando origem a L_c , como se verifica na expressão 4.13. É de realçar que esta correção e todas as expressões que se seguem se aplicam apenas a alhetas de secção quadrangular constante, que é o caso em estudo [35].

$$L_c = L_a + \frac{b}{2} \quad (4.13)$$

Na expressão anterior, b é comprimento do lado da alheta, no caso de uma secção quadrangular. Para uma alheta com um comprimento corrigido, a eficiência também é dada pelas expressões 4.14 e 4.15 [35].

$$\eta_{alheta} = \frac{\tanh(mL_c)}{mL_c} \quad (4.14)$$

$$m = \sqrt{\frac{hP_s}{kA_{topo}}} \quad (4.15)$$

Sendo que P_s e A_{topo} correspondem ao perímetro e à área da secção da alheta, respetivamente e h representa o coeficiente global de transferência de calor.

Num dissipador com N_a alhetas, a área total de transferência de calor, A_t é dada pela soma da área de todas as superfícies, como se verifica na expressão 4.16.

$$A_t = N_a A_{sup} + A_b \quad (4.16)$$

Em que A_{sup} é a área total superficial de uma alheta, incluindo o topo, e A_b é a área da superfície da base não alhetada, como se verifica nas expressões 4.17 e 4.18.

$$A_{sup} = b^2 + 4bL_a \quad (4.17)$$

$$A_b = W^2 - N_a A_{topo} \quad (4.18)$$

Em que W^2 representa a área da base do dissipador, sendo que este caso é para um dissipador de área de secção quadrada. No caso de toda uma superfície alhetada, a eficiência da transferência de calor, η_0 , é obtida através da expressão 4.19 [35].

$$\eta_0 = 1 - \frac{N_a A_{sup}}{A_t} (1 - \eta_{alhetas}) \quad (4.19)$$

A eficiência da totalidade da superfície alhetada, η_0 , representa a razão entre a energia transferida pela superfície e a energia máxima possível de ser transferida, caso toda a superfície, A_t , estivesse à temperatura da base, T_b (expressão 4.20). Uma vez que energia máxima que pode ser transferida é dada na expressão 4.21, é possível deduzir a expressão para a energia total transferida no dissipador, $\dot{Q}_t$ [35].

$$\eta_0 = \frac{\dot{Q}_t}{\dot{Q}_{max}} \quad (4.20)$$

$$\dot{Q}_{max} = A_t h_a \theta_b \quad (4.21)$$

$$\dot{Q}_t = \eta_0 A_t h \theta_b \quad (4.22)$$

Em que θ_b é a diferença de temperaturas entre a base das alhetas e o meio ambiente, como se verifica na expressão 4.23.

$$\theta_b = T_b - T_\infty \quad (4.23)$$

A resistência de toda a superfície do dissipador de calor, R_{sup} , é então obtida através da aplicação da expressão 4.24.

$$R_{sup} = \frac{\theta_b}{q_t} = \frac{1}{h A_t \eta_0} \quad (4.24)$$

Na figura 4.4 está representado o esquema de resistências que está na base da dedução anterior.

Na figura 4.4, $q_{alhetas}$ representa o calor transferido nas alhetas, q_b representa o calor transferido na superfície não alhetada por convecção e q_t representa o calor total transferido na superfície do dissipador. As dimensões L_a , b e W encontram-se ilustradas na figura 4.5.

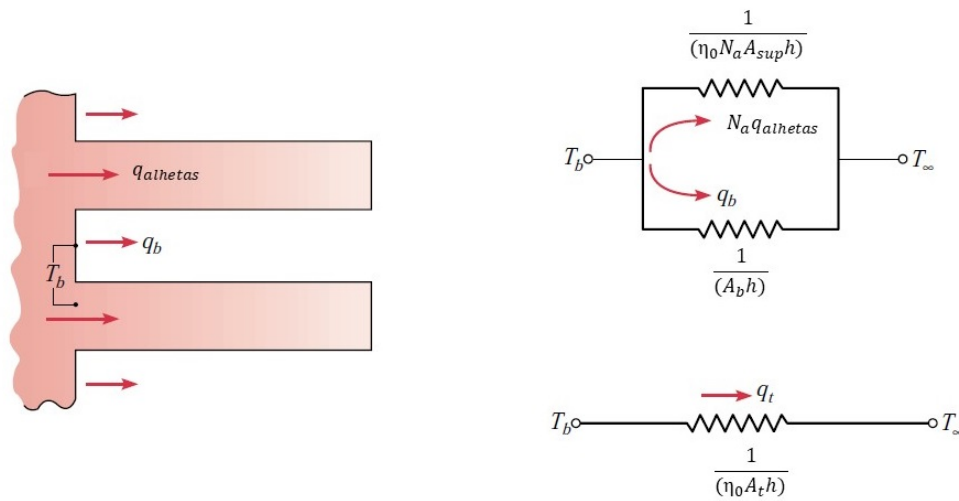


Figura 4.4: Sistema de resistências num dissipador [35].

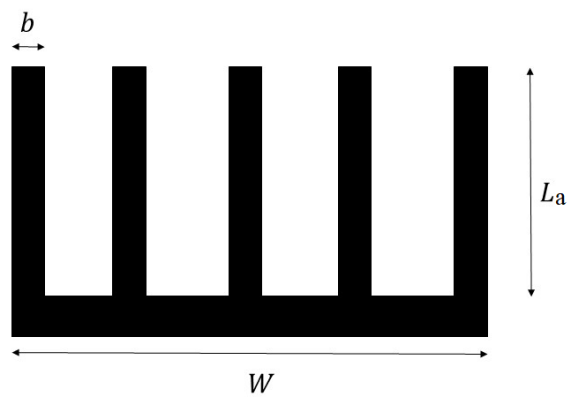


Figura 4.5: Dimensões de um dissipador de calor (vista de frente).

4.2 Exemplo de cálculo da velocidade do ar no dissipador de calor

A velocidade do ar no dissipador de calor é um factor que influenciará a transferência de calor no dissipador, o que por sua vez influencia o coeficiente de transferência de calor neste. Apesar de se conhecer o caudal volúmico máximo proveniente do ventilador ($0,0042 \text{ m}^3/\text{s}$, como foi apresentado na tabela 3.4), não se tem conhecimento da velocidade linear inerente ao caudal. Como tal, tendo em conta os diâmetros interno e externo do ventilador calcula-se neste exemplo a velocidade máxima de saída do escoamento do ventilador numa superfície livre, como indicado na expressão 4.25.

$$V_{\text{ventilador}} = \frac{\dot{V}_{\text{ventilador}}}{A_{\text{ventilador}}} = \frac{0,0042}{\pi \left(\left(\frac{0,0038}{2} \right)^2 - \left(\frac{0,0028}{2} \right)^2 \right)} = 8,1 \text{ m/s} \quad (4.25)$$

A direção da velocidade do escoamento altera-se com o aumento do comprimento percorrido. Inicialmente, a velocidade apresenta uma direção paralela às alhetas, no entanto, tendo em conta que as saídas de pressão do dissipador se encontram na periferia do mesmo, a direção da velocidade assume uma direção paralela à base. Para permitir um cálculo que incluisse as duas componentes da velocidade, foi realizada uma aproximação que consistiu na divisão da geometria do dissipador de calor a metade do seu comprimento, isto é, assumiu-se que em metade do dissipador de calor apenas existe velocidade na direção vertical e que na outra metade apenas velocidade na direção horizontal, como a figura 4.6 representa.

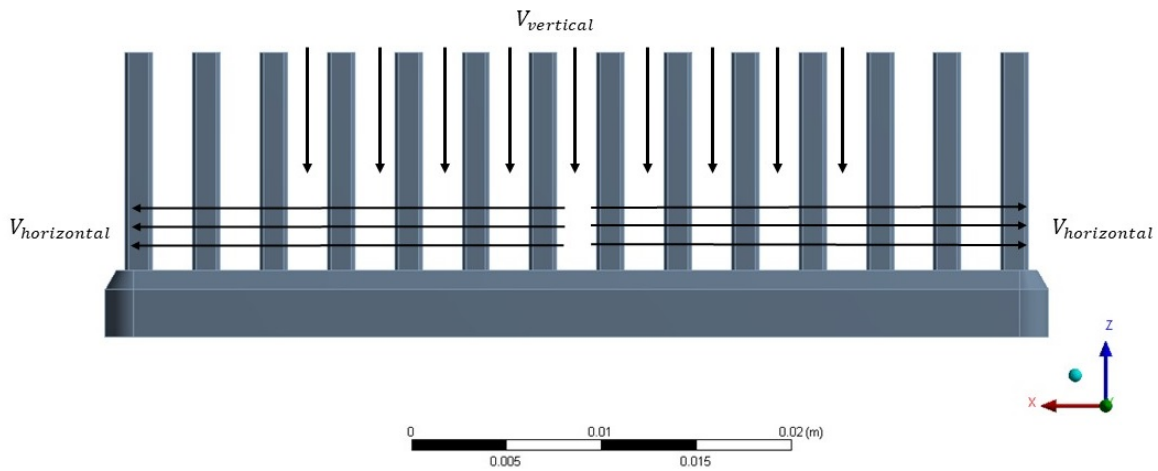


Figura 4.6: Divisão da velocidade do dissipador em duas componentes.

Como se verificou no cálculo efetuado na equação 4.25, ao sair do ventilador, para um caudal máximo de $0,0042 \text{ m}^3/\text{s}$, o escoamento possui uma velocidade vertical de $8,1 \text{ m/s}$. No entanto, para qualquer caudal, uma alteração da área de passagem implicará uma alteração da velocidade (atendendo à lei de conservação da massa, $A_1 \times V_1 = A_2 \times V_2$), [38]. Portanto, é necessário ter em conta a alteração da área de passagem do escoamento ao entrar no dissipador de calor. A área de passagem à entrada do dissipador é obtida retirando à área do ventilador a área das alhetas que se encontravam na porção do dissipador abrangida pelo ventilador (50 alhetas). Aconselha-se a análise da figura 4.7 para melhor compreensão. Obtém-se, então, a velocidade apresentada na expressão 4.26.

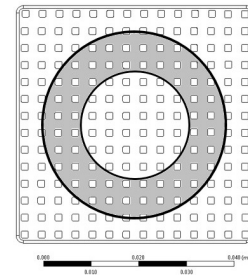


Figura 4.7: Área de passagem do escoamento ao sair do ventilador (a cinzento).

$$V_{vertical} = \frac{\dot{V}_{ventilador}}{A_{passagem}} = \frac{0,0042}{\pi \left(\left(\frac{0,0038}{2} \right)^2 - \left(\frac{0,0028}{2} \right)^2 \right) - 50 * 0,00145^2} = 10,43 \text{ m/s} \quad (4.26)$$

O cálculo da componente horizontal da velocidade no dissipador teve em conta as variações de área que existem à medida que o escoamento se aproxima da sua periferia. Partindo do centro do dissipador, o escoamento inicialmente passa por um número reduzido de alhetas e, à medida que avança, a área de passagem aumenta. Na figura 4.8 apresenta-se esquematicamente a vista de cima do escoamento horizontal, de maneira a realçar a variação da área de passagem.

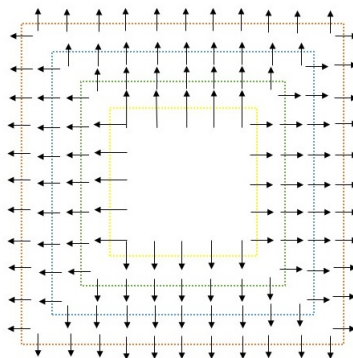


Figura 4.8: Vista de cima do escoamento horizontal no dissipador de calor.

As áreas em análise são calculadas através da soma de todos os espaços entre alhetas num perímetro quadrangular. De maneira a obter uma velocidade média, definiram-se 4 perímetros, como ilustrado na figura 4.9, e calculou-se a área relativa a cada um deles.

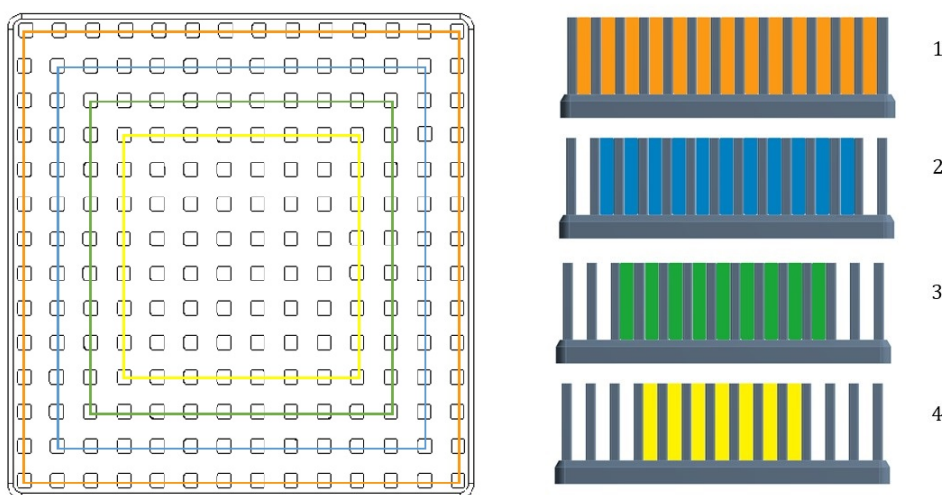


Figura 4.9: Vista de cima do escoamento horizontal no dissipador de calor (esquerda) e vista de frente das várias áreas em análises (direita).

Para cada uma das áreas foi calculada uma velocidade e procedeu-se a calcular, de seguida, a média das 4 velocidades. Na tabela 4.2 é apresentado o cálculo da velocidade horizontal, para um

caudal de 0,252 m³/min (0,0042 m³/s).

Tabela 4.2: Diferentes velocidades para a área analisada

	Área [m ²]	Velocidade [m/s]
A ₁	0,00063	6,69
A ₂	0,00053	7,91
A ₃	0,00043	9,66
A ₄	0,00034	12,42

Fazendo a média das velocidades apresentadas na tabela anterior é obtido um valor médio para a componente horizontal da velocidade, tendo-se portanto $V_{horizontal}=7,34$ m/s.

4.3 Cálculo da perda de carga e caudal real do sistema

A perda de carga num dissipador define-se como sendo a diferença de pressão existente entre a região de entrada e de saída do mesmo, devendo-se esta à fricção e, indiretamente, à geometria do dissipador e a turbulência do próprio escoamento. Ao estudar o escoamento num dissipador é necessário ter em conta que ocorrerão perdas que resultam da mudança de área na região de entrada e saída do dissipador, respetivamente, da mudança de direção que o escoamento sofre ao atingir a base do dissipador e, adicionalmente, da fricção ao longo das superfícies. Tudo isto, contribui para as perdas de energia útil [20].

Num sistema constituído por um ventilador e um dissipador de calor, revela-se necessário calcular a perda de carga do sistema, de maneira a obter o caudal de circulação que tem em conta um sistema composto pelo dissipador e ventilador, e não apenas a ventilador [39].

As perdas de carga relacionadas com a expansão, contração e com a mudança de direção do mesmo são calculadas através da expressão 4.27 e envolvem a utilização de um coeficiente de perda de carga local, K_L , cujo valor está dependente da geometria do dissipador de calor e se encontra tabelado para diversas geometrias [38].

$$\Delta P = K_L \left(\frac{\rho V^2}{2} \right) \quad (4.27)$$

Analisa-se, de seguida, o caso particular da perda de carga num dissipador de calor de alhetas circulares alinhadas representado na figura 4.10, considerando um escoamento paralelo à base. Este caso é realçado pois será realizada uma aproximação do estudo ao mesmo. A perda de carga, para esse caso, é dada pela expressão 4.28 [40].

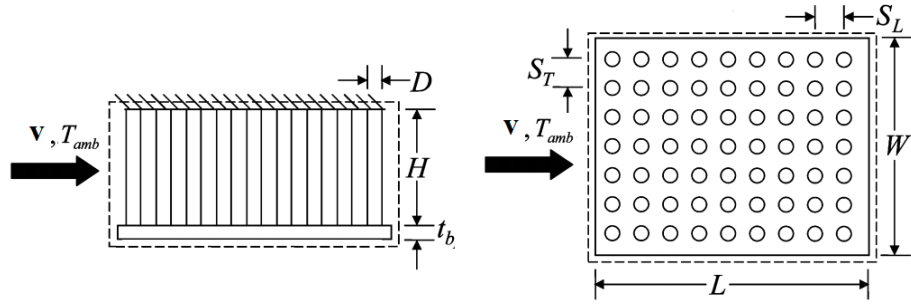


Figura 4.10: Vista de cima e de frente de um dissipador de calor com alhetas de secção circular e escoamento paralelo à base [41].

$$\Delta P = f_1 \left(\frac{\rho V^2}{2} \right) N_f \quad (4.28)$$

Em que N_f representa o número de filas de alhetas e f_1 é o coeficiente de fricção, dado pela expressão 4.29 [40].

$$f_1 = K_1 \left(0,233 + \frac{45,78}{(S_T - 1)^{1,1} Re} \right) \quad (4.29)$$

Estando S_T representado na figura 4.10 e sendo K_1 um coeficiente de correcção dependente da velocidade do escoamento e da geometria do dissipador, estando apresentado na expressão 4.30.

$$K_1 = 1,009 \left(\frac{S_T - 1}{S_L - 1} \right)^{1,09/Re^{0,0553}} \quad (4.30)$$

Sendo que S_L representa a distância entre centros das alhetas (ver imagem 4.10).

Para obter a perda de carga do sistema em estudo para um dado caudal é necessário ter em conta as seguintes perdas:

1. Perda de carga localizada na entrada do dissipador devido à diminuição da área de passagem, ΔP_1 ;
2. Perda de carga localizada nas saídas do dissipador devido ao aumento da área de passagem, ΔP_2 ;
3. Perda de carga localizada devido à mudança de direção que o escoamento sofre ao encontrar a base do dissipador, ΔP_3 ;
4. Perda de carga no escoamento paralelo às alhetas, ΔP_4 ;
5. Perda de carga no escoamento paralelo à base do dissipador, ΔP_5 ;
6. Perda de carga de energia cinética na saída, ΔP_6 ;

Apresenta-se, de seguida, a metodologia adotada para calcular cada uma das componentes da perda de carga.

O cálculo dos coeficientes das perdas localizadas relativos às perdas de carga locais ΔP_1 , ΔP_2 e ΔP_3 são realizados tendo em conta a figura 4.11, a expressão 4.31 [38] e a figura 4.12, respetivamente.

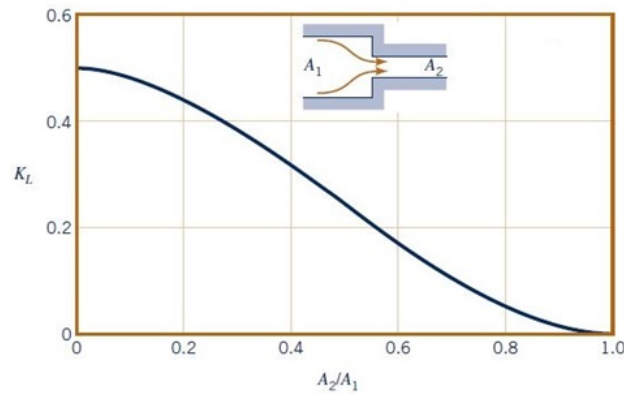


Figura 4.11: Coeficiente de contração [38].

$$K_{exp} = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right) \quad (4.31)$$

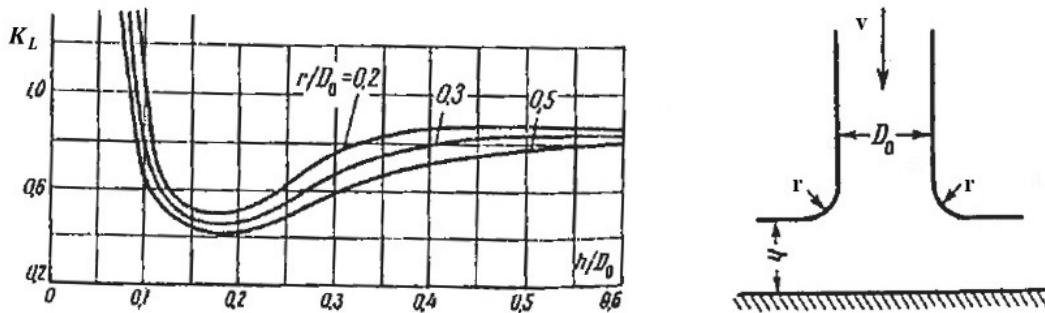


Figura 4.12: Coeficiente de mudança de direção [42].

Para ΔP_1 os significados de A_1 e A_2 estão representados na figura 4.11. Para ΔP_2 (equação 4.31), A_1 representa a área antes da expansão e A_2 é a área após a mesma. Já para ΔP_3 tem-se um D_0 que representa o diâmetro do escoamento, um r que é o raio de curvatura ao efetuar a mudança de direção e v que é a velocidade do escoamento.

Tendo sido obtidos os coeficientes de perda localizada, pode ser aplicada a expressão 4.27 para calcular ΔP_1 , ΔP_2 e ΔP_3 .

O cálculo de ΔP_4 , ou seja, o escoamento paralelo às alhetas, é realizado com recurso a uma função integrada no *software* EES (descrito na secção 4.4) que apenas necessita de ter como dados de entrada a velocidade do escoamento, o diâmetro e a distância entre alhetas.

A perda de carga escoamento paralelo à base do dissipador, ΔP_5 é calculada utilizando as expressões 4.28 a 4.30 e a perda de carga ΔP_6 é calculada com recurso à expressão 4.32

$$\Delta P_6 = \rho \frac{V^2}{2} \quad (4.32)$$

Apesar de ter sido calculada a perda de carga para uma gama alargada de caudais, apresenta-se a título de exemplo, nas tabelas 4.3 a 4.5 apenas os valores da perda de carga referentes ao valor de caudal máximo do ventilador, 0,252 (m³/min), pois foi também para esse valor que se apresentou o cálculo das velocidades, na secção 4.2.

Tabela 4.3: Cálculo de ΔP_1 e ΔP_2

ΔP_1	Caudal:	0,252 m ³ /s	ΔP_2	Caudal:	0,252 m ³ /s
A_1	0,00113	m ²	A_1	0,00016	m ²
A_2	0,00238	m ²	A_2	0,0029	m ²
K_L	0,025	[-]	K_L	0,206	[-]
ΔP_1	1,346	Pa	ΔP_2	6,715	Pa
ΔP_1	0,137	mmH ₂ O	ΔP_2	0,685	mmH ₂ O

Tabela 4.4: Cálculo de ΔP_3 e ΔP_4

ΔP_3	Caudal:	0,252 m ³ /s	ΔP_4	Caudal:	0,252 m ³ /s
K_L	0,52	[-]	V	7,91	m/s
ΔP_3	16,94	Pa	S_L	0,021	[-]
ΔP_3	1,73	mmH ₂ O	S_T	0,021	[-]
			N_L	13	[-]
			ΔP_4	0,1	Pa
			ΔP_4	0,01	mmH ₂ O

Tabela 4.5: Cálculo de ΔP_5 e ΔP_6

ΔP_5	Caudal:	0,252 m ³ /s	ΔP_6	Caudal:	0,252 m ³ /s
V	7,91	m/s	V	10,16	m/s
S_L	0,021	[-]	S_L	0,021	[-]
S_T	0,021	[-]	S_T	0,021	[-]
f	0,23	[-]	N_L	13	[-]
N_L	13	[-]	ΔP_6	7,14	Pa
K_1	1,01	[-]	ΔP_6	0,73	mmH ₂ O
ΔP_5	52,5	Pa			
ΔP_5	5,35	mmH ₂ O			

No total, ter-se-á a seguinte perda de carga para o caudal de 0,252 m³/s:

$$\Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \Delta P_4 + \Delta P_5 + \Delta P_6 = 1,35 + 6,72 + 16,94 + 0,1 + 52,5 + 7,14 = 94,08 Pa \quad (4.33)$$

Aplicando a metodologia anterior a todos os caudais, é possível construir a curva da queda de pressão no dissipador em função do caudal em circulação, que se apresenta na figura 4.13.

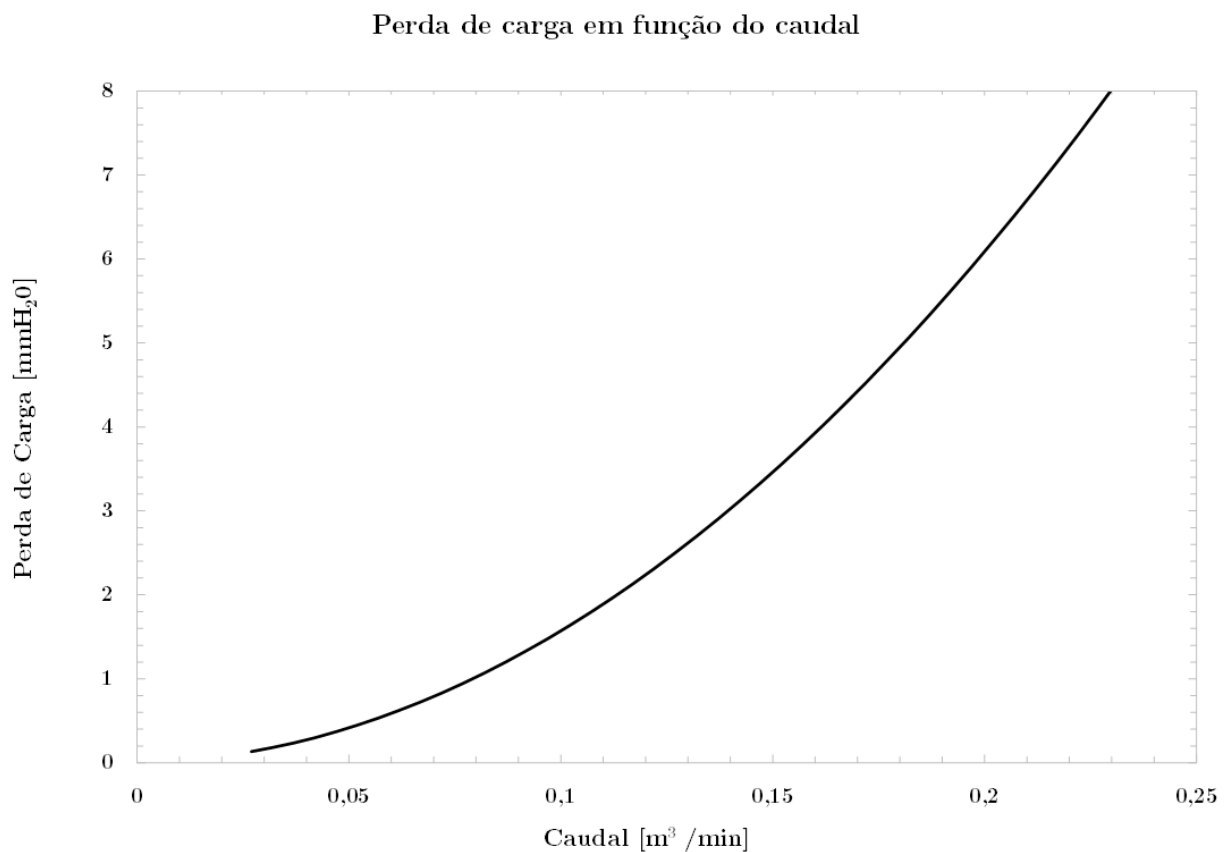


Figura 4.13: Curva característica de perda de carga do dissipador.

Ao interseção a curva da figura 4.13 com a curva da ventoina (figura 3.13) tem-se o ponto de funcionamento do sistema, [39], como se verifica na figura 4.14, que corresponde a um caudal do escoamento de 0,152 m³/min.

A partir do caudal obtido, foram recalculadas as velocidades médias do sistema, obtendo-se portanto uma velocidade de saída do ventilador, $V_{ventilador}$ de 4,72 m/s, sendo que $V_{vertical}$ =6,29 m/s e $V_{horizontal}$ =4,42 m/s. Foram estas as componentes da velocidade utilizadas tanto nos cálculos analíticos no EES como nas simulações numéricas.

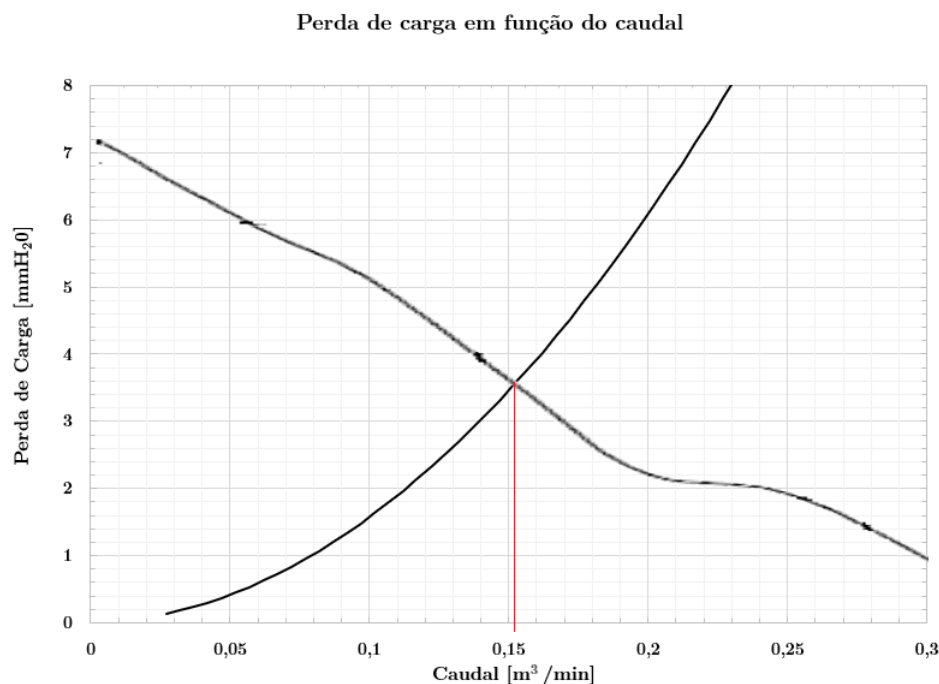


Figura 4.14: Intersecção das curvas do dissipador e do ventilador.

4.4 Formulação analítica com recurso ao EES

O software EES é um software de resolução de equações que, entre as funções conta com a capacidade de resolver numericamente equações não lineares e diferenciais, bem como integrais, efetuar análises de incertezas, realizar regressões lineares e não lineares, entre outros. Adicionalmente, este software possui uma base de dados acerca de centenas de substâncias, contendo propriedades como a condutividade térmica e a densidade. Escolheu-se utilizar o EES porque, para além da sua capacidade de resolução de equações e base de dados, o programa inclui uma gama de funções que podem ser utilizadas em tópicos de transferência de calor, como por exemplo a convecção forçada, a radiação e condução, passando por tópicos como o cálculo de coeficientes de transferência de calor. O modelo construído no EES baseia-se em balanços de troca de calor entre elementos do sistema, quer por convecção como por condução e radiação. Apresentam-se assim as relações utilizadas no modelo. É de acrescentar que todo o modelo foi construído com base na figura 4.1, pelo que os componentes a analisar se encontram representados na mesma.

1. A soma da energia transferida por convecção e radiação do ambiente para o material de interface 1, $Q_{convect_{im_1}} + Q_{rad_{im_1}}$, é igual à energia transferida por condução no mesmo, $Q_{cond_{im_1}}$.

$$Q_{convect_{im_1}} + Q_{rad_{im_1}} = Q_{cond_{im_1}} \quad (4.34)$$

2. A energia transferida por condução na primeira camada de material de interface, $Q_{condTim_1}$, é igual à energia transferida por condução na segunda camada, $Q_{condTim_2}$.

$$Q_{condTim_1} = Q_{condTim_2} \quad (4.35)$$

3. A energia conduzida na placa de pressão, $Q_{condPlacaPress}$, corresponde à adição da energia transferida do material de interface, $Q_{condTim_2}$, da energia proveniente por condução através dos parafusos, $Q_{condParafusos}$, e da energia resultante da convecção e radiação da face inferior da própria placa com o meio ambiente, $Q_{convec1PlacaPress} + Q_{rad1PlacaPress}$.

$$Q_{condPlacaPress} = Q_{condTim_2} + Q_{convec1PlacaPress} + Q_{rad1PlacaPress} + Q_{condParafusos} \quad (4.36)$$

4. A energia conduzida por condução na placa de cerâmica, $Q_{condPlacaCeramica1}$, corresponde à energia conduzida na placa de pressão, $Q_{condPlacaPress}$, tendo em conta também a energia perdida por convecção e radiação (ou ganha, considerando as temperaturas em questão) pela face superior da placa de pressão, $Q_{convec2PlacaPress} + Q_{rad2PlacaPress}$.

$$Q_{condPlacaCeramica1} = Q_{condPlacaPress} + Q_{convec2PlacaPress} + Q_{rad2PlacaPress} \quad (4.37)$$

5. A energia transferida por condução na placa de cerâmica corresponde à energia absorvida no lado frio do TEC, Q_c .

$$Q_{condPlacaCeramica1} = Q_c \quad (4.38)$$

6. A energia transferida através de condução na placa de cerâmica superior, $Q_{condPlacaCeramica2}$, é a energia do lado quente do TEC.

$$Q_{condPlacaCeramica2} = Q_h \quad (4.39)$$

7. A energia transferida através de convecção e radiação do meio ambiente para a proteção é igual à energia que é transferida por condução neste.

$$Q_{convecProtec} + Q_{radProtec} = Q_{condProtec} \quad (4.40)$$

8. A energia transferida através de condução no dissipador, $Q_{condDissipador}$, é a energia proveniente da placa de cerâmica, Q_h , e a da proteção, $Q_{condProtec}$.

$$Q_{condDissipador} = Q_h + Q_{condProtec} \quad (4.41)$$

Naturalmente, estão incluídos no modelo o cálculo da resistência dos parafusos e do dissipador de calor, e dos coeficientes de convecção natural e forçada em todos os elementos, assim como os

de radiação. As temperaturas na interface de todos os materiais foram calculadas, assim como o calor transferido em cada elemento.

É necessário ter em conta as seguintes considerações ao analisar o modelo criado:

1. Estas aproximações são efetuadas para retratar o sistema da figura 4.1, que inclui a proteção superior do sensor representado na subsecção 3.3.4, uma vez que o primeiro teste experimental foi realizado apenas com a proteção superior.
2. A análise em questão é unidimensional não tendo sido contabilizada a variação de temperatura ao longo do eixo x (ver sistema de eixos representado na figura 4.1), exceto na transferência de calor da placa de cerâmica do peltier para o dissipador.
3. Os valores de velocidade utilizados no modelo foram calculados através dos processos descritos nas secções 4.2 e 4.3.
4. A análise do TEC e do sistema de resistências do dissipador de calor foi efetuada com recurso às expressões apresentadas na secção 4.1.
5. Não se considerou a existência de transferência de calor no topo das alhetas não abrangidas pelo ventilador.
6. A energia transferida nos parafusos e a resistência dos mesmos foram calculada atendendo à existência do casquilho. Os parafusos estão em contacto direto com o dissipador, pelo que foi considerada a sua resistência de contacto. Importa acrescentar que o valor de resistência de contacto entre o alumínio (material do dissipador) e o aço inoxidável (material dos parafusos) é de $5 \times 10^{-4} \text{ (m}^2\text{K)/W}$ [43].
7. As características do TEC utilizadas, assim como as de todos os outros componentes, foram apresentadas na secção 3.

O coeficiente de transferência de calor no dissipador foi calculado com recurso a funções específicas no EES, tendo em conta a divisão do escoamento representada na figura 4.6. Calcularam-se 4 coeficientes diferentes, um para cada uma das situações seguintes:

- Escoamento paralelo às alhetas nas mesmas: Representa 41,6% da área de convecção.
- Escoamento paralelo à base do dissipador nas alhetas: 41,6% da área de convecção.
- Escoamento na base do dissipador: 14,3% da área de convecção.
- Escoamento no topo das alhetas: Consideraram-se as alhetas que se encontram na área do ventilador, ou seja, as alhetas coloridas a cinzento na figura 2.6. Estas representam 0,03% da área de convecção.

Foi obtido, no EES, o coeficiente de transferência de calor por convecção total no dissipador, tendo em conta a percentagem das áreas correspondentes a cada um dos coeficientes intermédios. Associou-se uma incerteza de 20% no cálculo da velocidade e de todos os coeficientes de

convecção, devido às aproximações pressupostas. Adicionou-se também uma incerteza de 10% no cálculo da resistência elétrica do TEC, já que o material das pastilhas é semicondutor, sendo expectável que a resistência elétrica varie com a temperatura. Isto traduziu-se numa incerteza no cálculo das temperaturas do lado frio e do lado quente, bem como no cálculo da potência absorvida no lado frio, libertada no lado quente, e elétrica fornecida, como se verificará na secção 4.5.

Pode-se encontrar, no anexo A, o programa implementado no EES.

4.5 Análise dos resultados analíticos

Em primeiro lugar, calculou-se a resistência térmica do dissipador utilizando a formulação apresentada neste mesmo capítulo, tendo sido obtidos os seguintes valores:

$$R_{sup} = 0,691 \text{ K/W}$$

$$R_{dist} = 0,161 \text{ K/W}$$

$$R_{cd_{base}} = 0,007 \text{ K/W}$$

No final, tem-se um valor final da resistência do dissipador de 0,859 K/W. Uma vez que, segundo a tabela 3.3, o valor da resistência do dissipador dever-se-ia situar entre os 0,77 e os 0,94 K/W (dado que a fonte de calor é de 20×20 mm) considera-se o resultado aceitável.

Foram analisadas as temperaturas do sistema para as temperaturas ambiente de 65°C, 70°C e 75°C. Os resultados relativos a 65°C são apresentados na tabela 4.6, enquanto que os restantes se encontram no anexo A. Encontra-se, na figura 4.15, uma representação esquemática onde se pode observar a localização das temperaturas de T_1 a T_{10} .

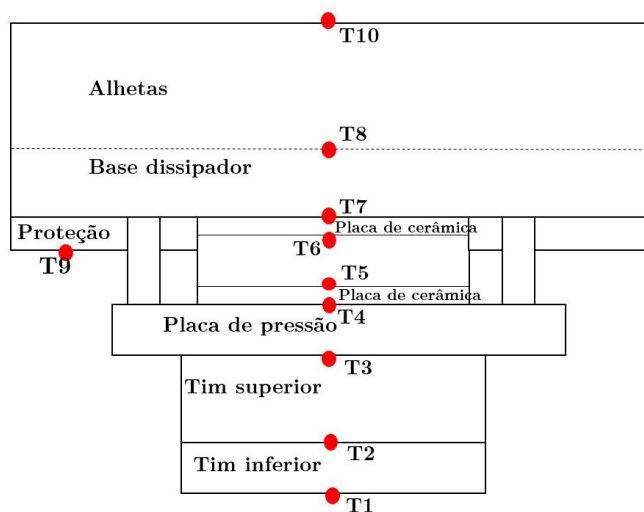


Figura 4.15: Esquema da localização de cada temperatura analisada no EES.

Tabela 4.6: Resultados da análise realizada com recurso ao EES.

Temperatura ambiente = 65°C							
I [A]	0,20	0,60	1,00	1,40	1,80	2,20	2,60
Temperatura lida no plano entre os materiais de interface, T2 analítica [°C]	55±0,098	39±0,33	27±0,71	18±1,3	12±2,0	9,0±2,8	7,8±3,8
Temperatura no lado frio, T5 [°C]	55±0,066	38±0,29	25±0,72	16±1,3	10±2,1	7,1±3,0	5,8±4,0
Temperatura no lado quente, T6 [°C]	65±0,051	67±0,27	69±0,64	72±1,1	75±1,8	80±2,5	84±3,4
ΔT entre lado quente e lado frio (T6 - T5)	11,0	29,0	44,0	55,0	65,0	72,0	79,0
Voltagem [V]	0,75	2,1	3,4	4,7	5,8	6,9	7,9
Potência calorífica absorvida no lado frio, $\dot{Q}_c$ [W]	0,28±0,014	0,77±0,044	1,2±0,072	1,5±0,095	1,7±0,12	1,9±0,13	2,0±0,15
Potência calorífica libertada no lado quente, $\dot{Q}_h$ [W]	0,43±0,016	2,1±0,079	4,6±0,20	8,0±0,37	12±0,59	17±0,87	23±1,2
Potência calorífica libertada por efeito de Joule, $\dot{Q}_j$ [W]	0,09	0,79	2,20	4,30	7,10	11,0	15,0
Potência calorífica conduzida através dos parafusos, $\dot{Q}_p$ [W]	0,2	0,5	0,7	0,9	1,1	1,2	1,3
Potência elétrica, P_e [W]	0,15±0,0087	1,3±0,076	3,4±0,21	6,5±0,39	10±0,64	15±0,94	21±1,3
COP	1,90	0,60	0,34	0,23	0,16	0,12	0,10

Na tabela anterior encontram-se valores relevantes para a análise do TEC, como a temperatura do lado quente e frio do TEC, a potência libertada no lado quente e absorvido no lado frio, a potência dissipada por efeito de Joule, o COP, entre outros. A temperatura T_2 analítica corresponde à temperatura no mesmo ponto onde estará localizado o sensor no teste experimental, ou seja, entre as duas camadas de material de interface, como se verifica na figura 4.15.

O valor do coeficiente de transferência de calor no dissipador foi também calculado, tendo-se obtido um resultado de 100 ± 20 W/(m.K). Verifica-se que as incertezas de 20% no cálculo de todos os coeficientes de transferência de calor por convecção (natural e forçada) e de velocidade e de 10% na resistência influenciam significativamente os resultados de diversos parâmetros: As temperaturas analisadas, para maiores valores de corrente, apresentam incertezas associadas que rondam os 4°C. No anexo A é possível analisar com mais detalhe o peso de cada uma das incertezas, verificando-se que a incerteza associada ao cálculo da resistência elétrica é a que tem o maior peso no cálculo de P_e , $\dot{Q}_h$, T_5 e T_2 , enquanto que a incerteza associada ao cálculo dos coeficientes de transferência de calor apresenta maior influência em $\dot{Q}_c$ e T_6 . O cálculo das incertezas, quando é realizada uma análise deste tipo, é importante uma vez que existem muitos fatores e pressupostos feitos nos cálculos que podem diferir da realidade e que devem ser tidos em conta. Adicionalmente, é importante para compreender o peso que cada um dos parâmetros analisados tem nos resultados.

A potência elétrica imposta, P_e , é, como se viu no capítulo 2, composta pela soma da energia necessária para arrefecer com a energia dissipada devido ao efeito de Joule. Ao analisar o gráfico

4.16 é possível verificar que com o aumento da corrente, aumenta a energia responsável pelo arrefecimento, mas aumenta também consideravelmente o calor dissipado por efeito de Joule.

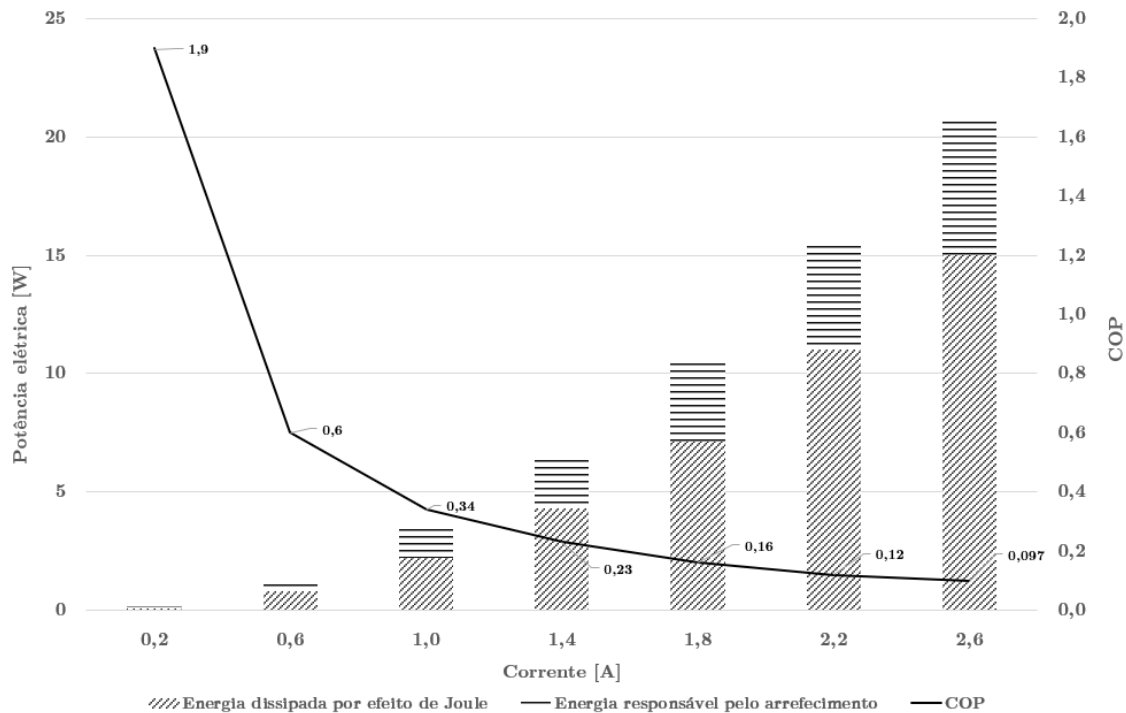


Figura 4.16: Evolução da potência elétrica e COP com a corrente.

Assim, constata-se que, para valores muito elevados de corrente (que se aproximem do limite deste TEC), o aparelho apresenta um desempenho muito pobre, visto que o calor dissipado por efeito de Joule consome mais de metade da potência elétrica fornecida. Isto é verificado pelo decréscimo do COP.

Na figura 4.17 observa-se a variação da potência absorvida do lado frio, $\dot{Q}_c$, com a corrente, e a sua decomposição nos três constituintes: Potência dissipada pelos lasers, absorvida devido a convecção e radiação com o meio ambiente e transferida através dos parafusos. A potência que será dissipada pelos lasers quando estes estiverem inseridos no sistema (0,3 W no total, sendo que este é o valor máximo e se os lasers funcionarem num regime contínuo) foi incluída para efeitos comparativos, de maneira a realçar o quão menor é a sua influência em comparação com a potência proveniente do ambiente e os parafusos.

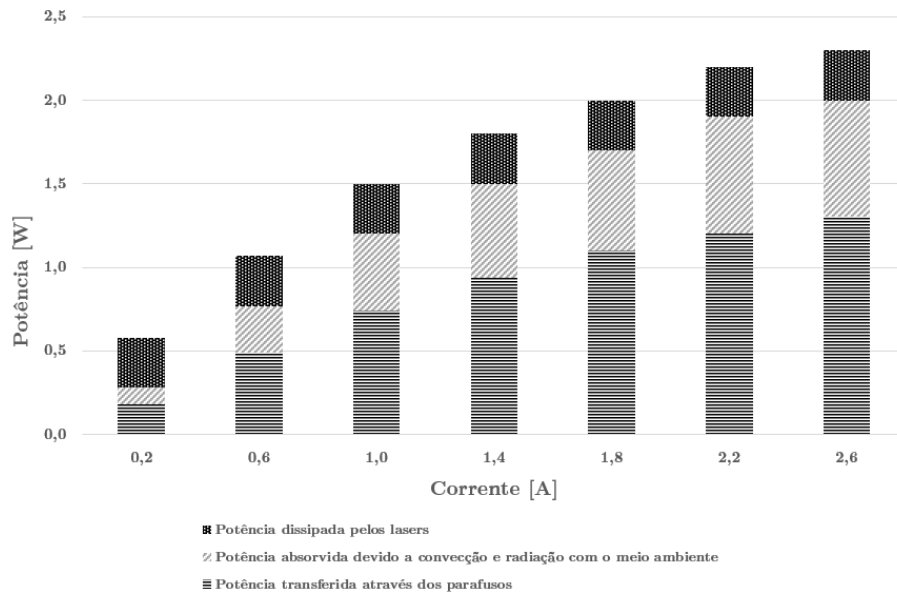


Figura 4.17: Evolução da potência absorvida no lado frio com a corrente.

Verifica-se, assim, que a componente que mais influencia a potência absorvida do lado frio do TEC é a potência transferida através dos parafusos. Através da figura 4.18 é possível constatar que existe uma diferença, ainda que ligeira, entre os valores de temperatura do lado frio e do sensor e do lado quente e do dissipador, T_5 e T_6 na figura 4.15, respetivamente. Ao existirem componentes entre estes pontos de temperatura, é expectável que exista uma diferença, mas deste modo é possível confirmar que o modelo é realista, não apresentando discrepâncias muito elevadas nem muito reduzidas.

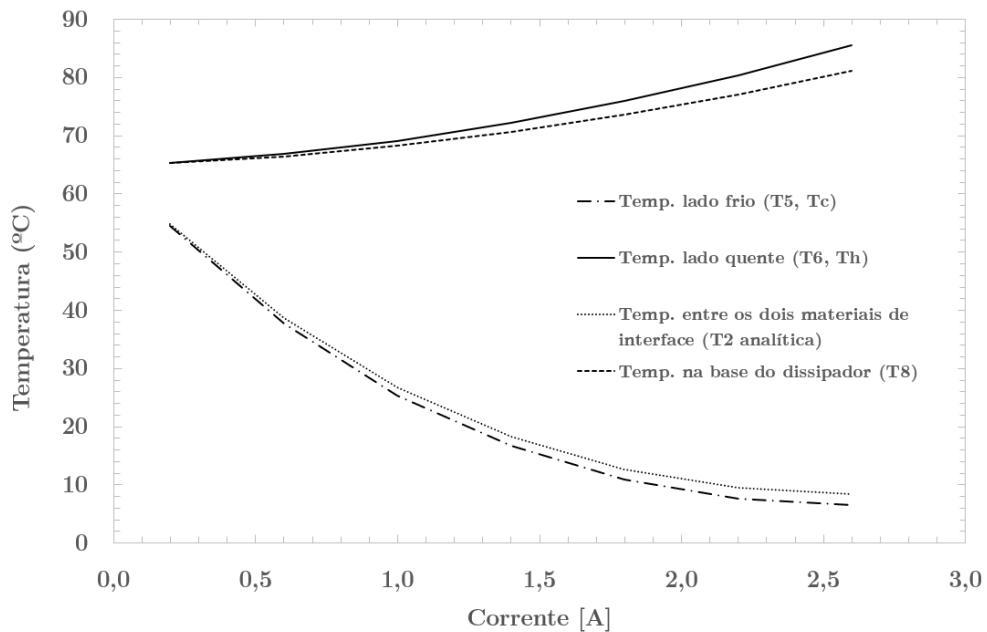


Figura 4.18: Temperatura em função da corrente.

Constata-se, através da figura 4.19, que a energia absorvida no lado frio, $\dot{Q}_c$, aumenta com o aumento da temperatura ambiente, sendo isto mais notório em maiores valores de corrente. Naturalmente, tal acontece porque é necessário absorver mais energia do lado frio para atingir uma determinada temperatura no mesmo se a temperatura ambiente for elevada.

Os valores obtidos com esta análise analítica retratam o comportamento do Peltier, pelo que se espera um comportamento semelhante às curvas apresentadas nas figuras 4.18 e 4.19 nos testes experimentais e nas simulações numéricas. Esta análise revela-se importante na medida em que permite analisar de uma maneira simplificada o sistema e calcular incertezas, avaliando assim a viabilidade de realizar análises recorrendo a métodos mais complexos que consumam mais tempo e recursos económicos (como por exemplo, o Ansys). Os resultados obtidos analiticamente serão comparados, nos capítulos 5 e 6 com simulações numéricas e experimentais para comprovar a sua validade.

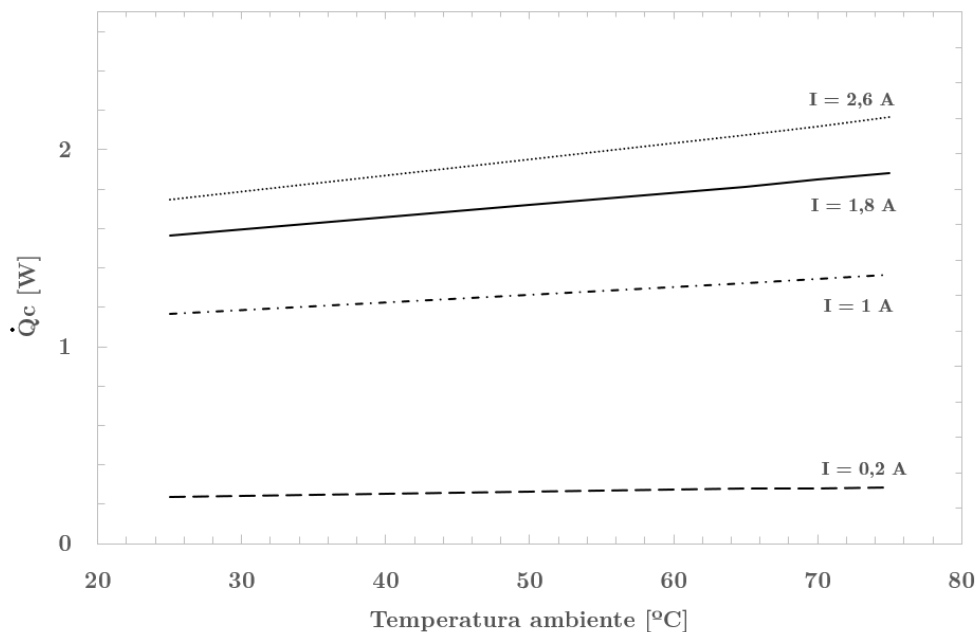


Figura 4.19: Potência absorvida no lado frio em função da corrente.

4.5.1 Alteração do diâmetro dos parafusos

Os parafusos são um fator que contribui para o aumento da carga térmica a que o TEC está sujeito, uma vez que conduzem energia sob a forma de calor do dissipador para a placa de pressão, influenciando assim negativamente o desempenho do TEC. Como se verificou pela figura 4.17, a energia conduzida através dos mesmos ocupa uma percentagem considerável da energia que é absorvida do lado frio (entre 30 a 60%, sendo que a percentagem aumenta consoante a potência fornecida), pelo que não se deve desprezar a sua influência.

Assim, considera-se a opção de reduzir o seu diâmetro visto que atualmente são utilizados parafusos M2,5, o que, em comparação com o restante sistema (TEC, placa de pressão, dissipador

e cubo dos lasers) pode ser um sobredimensionamento. Utilizando o EES, foram obtidos os valores de temperaturas assim como o calor absorvido do lado frio no sistema, substituindo os parafusos atuais (M2,5x16) por parafusos M2x16. Os resultados encontram-se na tabela 4.7.

Tabela 4.7: Comparação da influência da potência transferida através dos parafusos na potência absorvida do lado frio para parafusos M2,5 e M2.

Temperatura ambiente = 65°C								
Corrente [A]	Parafusos atuais: Tc1 [°C]	Parafusos M2: Tc2 [°C]	Tc1-Tc2 [°C]	Parafusos atuais: Qc1 [W]	Parafusos M2: Qc2 [W]	Diminuição da potência absorvida no lado frio (Qc) [%]	Parafusos atuais: Peso da potência transferida nos parafusos na potência absorvida do lado frio ($\dot{Q}_p/\dot{Q}_{c1}$) [%]	Parafusos M2: Peso da potência transferida nos parafusos na potência absorvida do lado frio ($\dot{Q}_p/\dot{Q}_{c2}$) [%]
0,2	54,5	54,1	0,4	0,3	0,2	19,8	64,4	58,0
0,6	37,7	36,7	1,0	0,8	0,6	18,7	63,2	54,0
1	25,3	23,9	1,4	1,2	1,0	14,7	63,1	51,0
1,4	16,4	14,7	1,7	1,5	1,2	19,0	63,5	53,3
1,8	10,5	8,7	1,8	1,7	1,4	18,7	64,1	53,8
2,2	7,1	5,1	2,0	1,9	1,5	19,1	63,6	54,4
2,6	5,8	3,8	2,0	2,0	1,6	19,7	64,9	55,9

Apesar da variação da temperatura não ser muito elevada após esta alteração, verifica-se uma diminuição de 20% na energia que é necessária absorver do lado frio. Adicionalmente, como se observa na figura 4.20, a influência da potência transferida através dos parafusos na potência absorvida do lado frio diminui quase 10% com a redução do diâmetro.

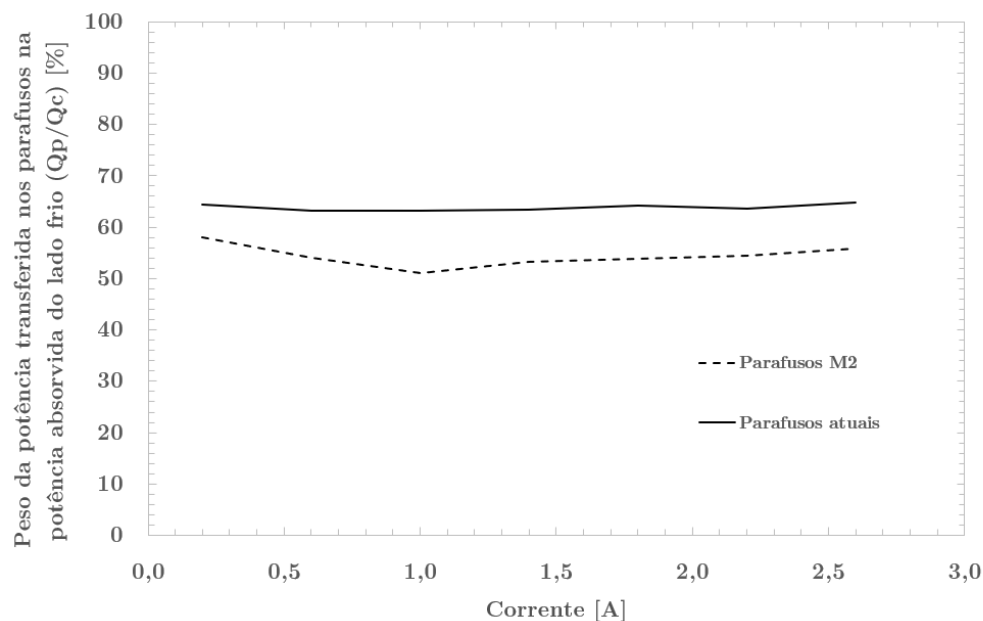


Figura 4.20: Comparação do calor absorvido do lado frio para parafusos M2 e M2,5.

Capítulo 5

Análise numérica

É abordada, neste capítulo, a análise numérica realizada ao caso em estudo. Como foi explicado na secção 1, estudaram-se dois sistemas distintos: O sistema A e o sistema B, sendo que o sistema A foi apresentado e analisado analiticamente na secção 4 e será também analisado através de simulações neste capítulo (secção 5.1) e o sistema B será introduzido e analisado através de simulações na secção 5.2. As geometrias utilizadas para as simulações foram construídas previamente, tendo sido fornecidas para a realização do estudo.

O software utilizado para a análise numérica foi o ANSYS, um software de modelação através de elementos finitos que permite resolver numericamente uma variedade de problemas mecânicos, como por exemplo análises estruturais, análises de escoamentos e problemas eletromagnéticos. A versão do software ANSYS utilizada para as simulações foi a 15.0, uma vez que foi a versão disponível no ambiente empresarial em que o presente estudo foi realizado.

De uma maneira generalizada, criar um modelo no ANSYS implica primeiramente criar o ficheiro 3D da geometria que se pretende modelar, e estabelecer os materiais utilizados e as suas respetivas propriedades. De seguida, é necessário criar os nós e elementos que irão ser analisados com base na geometria definida, processo ao qual se dá o nome de criação da malha. O software gera automaticamente a malha para cada modelo, sendo que cabe ao utilizador refinar a mesma consoante a aplicação e os resultados que se pretende obter, uma vez que é possível controlar o tamanho e a forma dos elementos utilizados. É também necessário estabelecer as condições iniciais (que podem ser a aplicação de cargas, a imposição de determinada velocidade num escoamento, estabelecer uma temperatura ambiente, entre outros) [44].

Foram utilizados os programas ANSYS *Fluent* e o ANSYS termoelétrico para esta análise, sendo ambos softwares com interfaces diferentes e destinados a objetivos diferentes. O ANSYS *Fluent* é um software que contém ferramentas capazes de modelar, entre outros, escoamentos laminares e turbulentos de fluidos Newtonianos e não-Newtonianos e fazer análises em regime permanente e transiente através da aplicação de diversos modelos físicos. O ANSYS termoelétrico permite simular o efeito de Seebeck, Peltier e Thomson, incluindo fenómenos de transferência de calor através de condução, convecção e radiação, [45]. Estes softwares foram utilizados para modelar o efeito do TEC e da convecção forçada e natural a que o sistema está sujeito.

5.1 Sistema A

Simulou-se o funcionamento do sistema A para as temperaturas ambiente de 65°C, 70°C e 75°C no programa termoelétrico, tendo sido fornecidas correntes de 0,2 a 2,6 A, com incrementos de 0,4 entre cada valor. Foram obtidos os valores de voltagem, temperatura do lado frio, T_c , do lado quente, T_h , do sensor e do dissipador de calor (temperatura da base). A partir desses valores, calcularam-se as variáveis $\dot{Q}_h$, $\dot{Q}_c$, P_e , Q_J e COP.

5.1.1 Refinamento da malha

O processo de gerar a malha num modelo consiste em subdividir de forma consistente em elementos menores o domínio geométrico dos componentes que se pretende estudar [46]. Refinar a malha é o processo de dividir os elementos já existentes em elementos menores, fazendo com que estes se adaptem à geometria que se encontra em estudo. Tipicamente, a malha deve ser refinada localmente, isto é, em áreas que exijam maior detalhe devido à sua geometria complexa, para evitar uma malha muito densa em áreas cuja geometria não o exija, facto que apenas aumenta o tempo de computação da simulação desnecessariamente.

Assim, foi feita uma análise de verificação à malha criada, de maneira a garantir que a qualidade da malha não interferiu com a precisão dos resultados finais. Os dois componentes que influenciam mais o processo de criação da malha são a proteção do sensor e o dissipador, dado a sua geometria complexa (a proteção do sensor, por exemplo, apresenta inúmeras cavidades, cantos arredondados e formas irregulares) e dimensões consideráveis. Foram criadas as seguintes malhas:

1. Malha 1: 1 616 590 nós e 1 023 874 elementos. Esta malha foi refinada para obter a melhor precisão de resultados possível, com destaque no dissipador, que foi o componente mais trabalhado, possuindo assim mais elementos. Os restantes componentes, como o TEC, a placa de pressão e o material de interface também foram refinados.
2. Malha 2: 903 301 nós e 516 098 elementos. Esta malha diferiu da anterior porque se diminuiu o número de elementos na proteção do sensor, gerando assim uma malha mais grosseira neste componente. No entanto, refinou-se o dissipador e os restantes componentes, não atingindo ainda assim o nível de refinamento da primeira malha.
3. Malha 3: 760 863 nós e 429 208 elementos. O tamanho da malha no dissipador foi aumentado, facto que diminuiu consideravelmente o número de elementos. A malha da proteção do sensor foi refinada enquanto que a dos restantes componentes manteve-se.

É de realçar que, quando se menciona a proteção do sensor está-se a referir ao componente apresentado na subsecção 3.3.4. Na figura 5.1 é possível observar as malhas 1 e 3, o que permite uma melhor comparação entre elas.

A malha 1 possui muitos mais elementos do que a malha 3 muito devido ao facto do dissipador de calor e a proteção do sensor se encontrarem extremamente refinados, como se verifica na figura

5.1. Regista-se, na tabela 5.1, os valores obtidos para as diferentes malhas, e na tabela 5.2 a diferença percentual entre resultados.

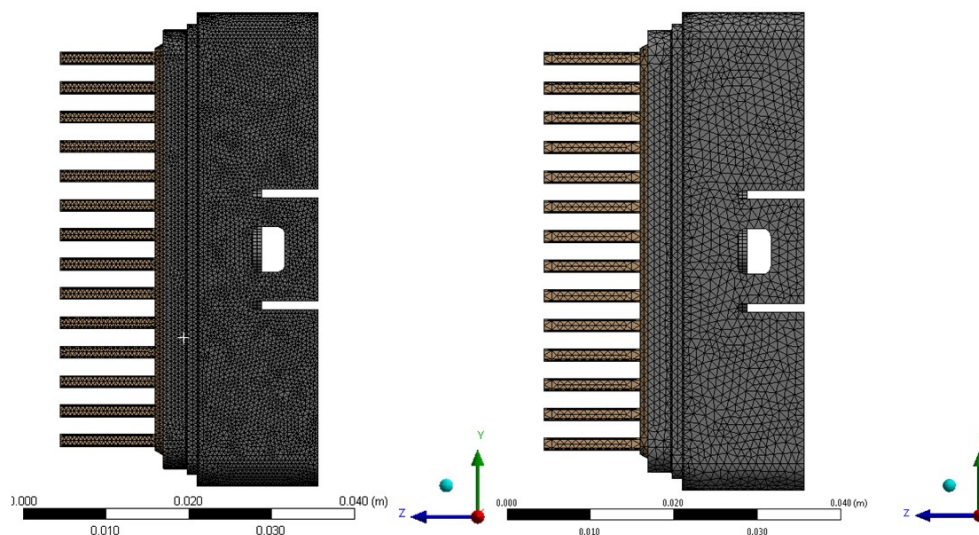


Figura 5.1: Malha 1 (esquerda) e malha 3 (direita).

Tabela 5.1: Valores para diferentes malhas

Malha	Nós	Elementos	Temp. máxima atingida [°C]	Temp. mínima do sensor [°C]	Voltagem [V]
1	1616590	1023874	70,16	22,6	3,91
2	903301	516098	70,14	22,52	3,91
3	760863	429208	70,14	22,52	3,91

Tabela 5.2: Desvio percentual entre os valores das malhas 1, 2 e 3.

Malha 1			
Malha	T max (%)	T. mín sensor (%)	Voltagem (%)
2	0,03	0,37	0,06
3	0,03	0,38	0,06
Malha 2			
Malha	T max (%)	T. min sensor (%)	Voltagem (%)
3	0,00	0,00	0,00

Observando os resultados finais, verifica-se que as diferenças entre resultados entre as malhas 2 e 3 e a 1 são quase nulas (menos de 0,5%) e que entre a malha 2 e 3 não existem diferenças de resultados. Assim, optou-se por escolher a malha 3 porque possui menos nós e elementos, ou seja, é a malha que apresenta a melhor relação entre o tempo computacional e a precisão dos resultados.

A malha 3, que foi a malha utilizada, está representada nas figuras 5.2 e 5.3.



Figura 5.2: Malha utilizada (malha 3).

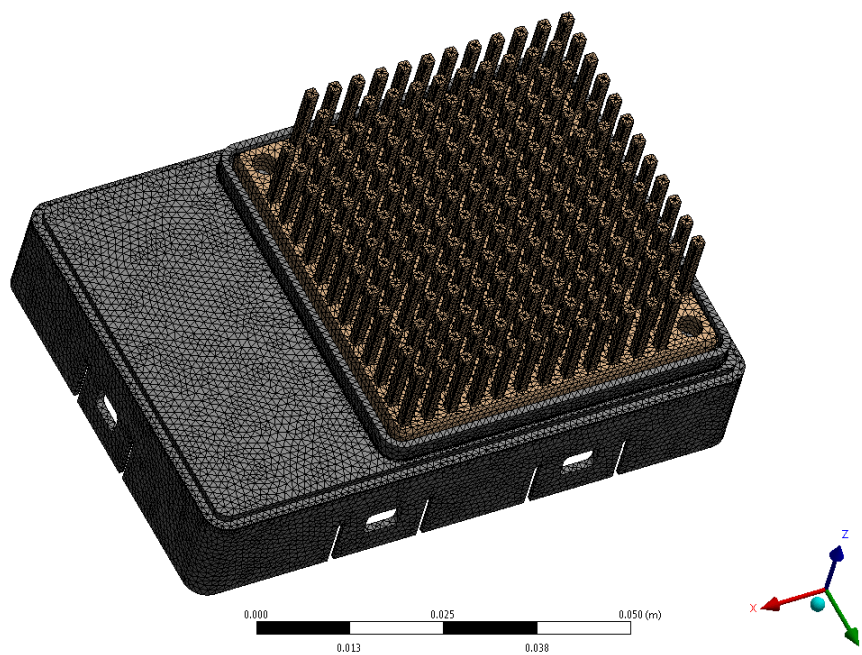


Figura 5.3: Malha utilizada (malha 3).

5.1.2 Resultados do sistema A

Os resultados das simulações, para diversas intensidades de corrente e uma temperatura ambiente de 65°C, encontram-se registados na tabela 5.3. Para além das temperaturas, estão incluídos na tabela parâmetros como a potência calorífica absorvida do lado frio, $\dot{Q}_c$, e libertada no lado quente, $\dot{Q}_h$, a voltagem, V, a potência elétrica, P_e , a potência dissipada por efeito de Joule, $\dot{Q}_j$ e o COP. No anexo B podem-se encontrar resultados para as temperaturas de 70°C e 75°C.

Tabela 5.3: Resultados da simulação realizada ao sistema A, recorrendo ao ANSYS.

Temperatura ambiente: 65°C							
Corrente [A]	0,2	0,6	1	1,4	1,8	2,2	2,6
Temp. no ponto 5 da figura 4.15 (Tc, T5) [°C]	54,6	37,3	24,1	14,2	7,41	2,47	-0,19
Temp. no ponto 6 da figura 4.15 (Th) [°C]	65,3	66,6	68,8	71,8	75,5	79,9	85,0
ΔT (Th-Tc)	10,7	29,3	44,7	57,6	68,1	77,5	85,2
Temp. no ponto 2 da figura 4.15 (Th, T2) [°C] [°C]	55,1	38,5	25,8	16,3	9,49	4,99	2,42
Temp. no ponto 8 da figura 4.15 (Th, T8) [°C] [°C]	65,2	66,4	68,2	70,8	74,0	77,7	82,1
Voltagem [V]	0,66	1,90	3,04	4,12	5,13	6,10	7,02
Potência calorífica absorvida no lado frio, $\dot{Q}_c$ [W]	0,30	0,73	0,99	1,09	1,11	0,90	0,62
Potência calorífica libertada no lado quente, $\dot{Q}_h$ [W]	0,45	2,02	4,46	7,69	11,7	16,4	21,8
Potência elétrica [W]	0,15	1,29	3,47	6,60	10,6	15,5	21,2
Potência calorífica dissipada por efeito de Joule, $\dot{Q}_j$ [W]	0,09	0,79	2,20	4,31	7,13	10,6	14,9
COP	2,01	0,57	0,28	0,16	0,10	0,06	0,03

As temperaturas no ponto 5 e 6 da figura 4.15 correspondem às temperaturas na face fria e quente do TEC, respetivamente. No dissipador, a temperatura apresentada na tabela corresponde à temperatura na base deste (ponto 8 da figura 4.15) e a temperatura no ponto 2 é a temperatura na interface entre as duas camadas do TIM. Estas temperaturas, assim como a do sensor do lado frio e outros componentes variam no plano XY, como se observa na figura 5.4. Assim, os valores indicados na tabela são os valores da temperatura no centro dos componentes (o que no sensor e no lado frio corresponde à temperatura mínima e no lado quente e dissipador à temperatura máxima).

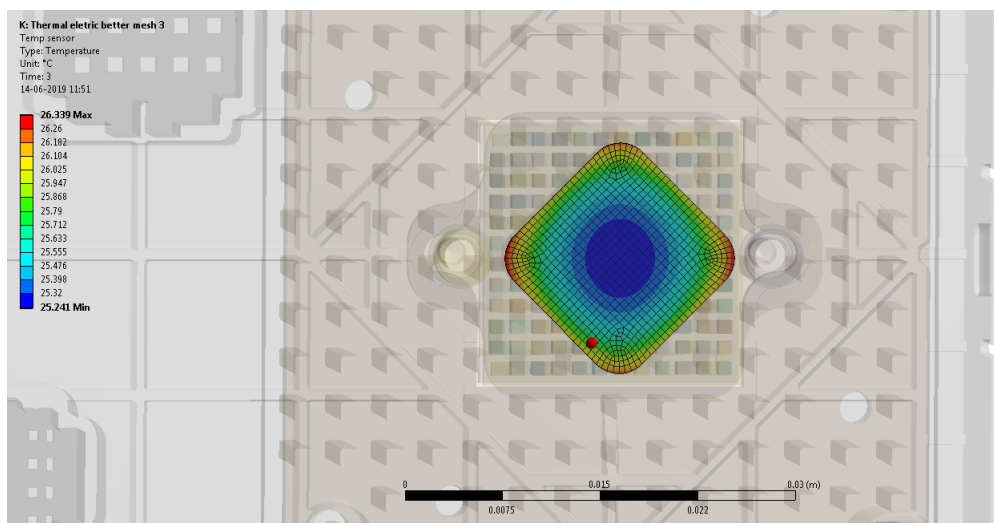


Figura 5.4: Distribuição de temperaturas no plano do sensor de temperatura do lado frio para uma corrente de 1 A e temperatura ambiente de 65°C. Como se observa pela escala de cores, a temperatura mínima corresponde à temperatura no centro do componente.

A diferença entre a temperatura no lado frio e a temperatura obtida entre as camadas de material de interface (temperatura do sensor) é, tal como na análise analítica, reduzida, assim como a diferença entre a temperatura no lado quente e a temperatura na base do dissipador de calor, como se pode observar na figura 5.5.

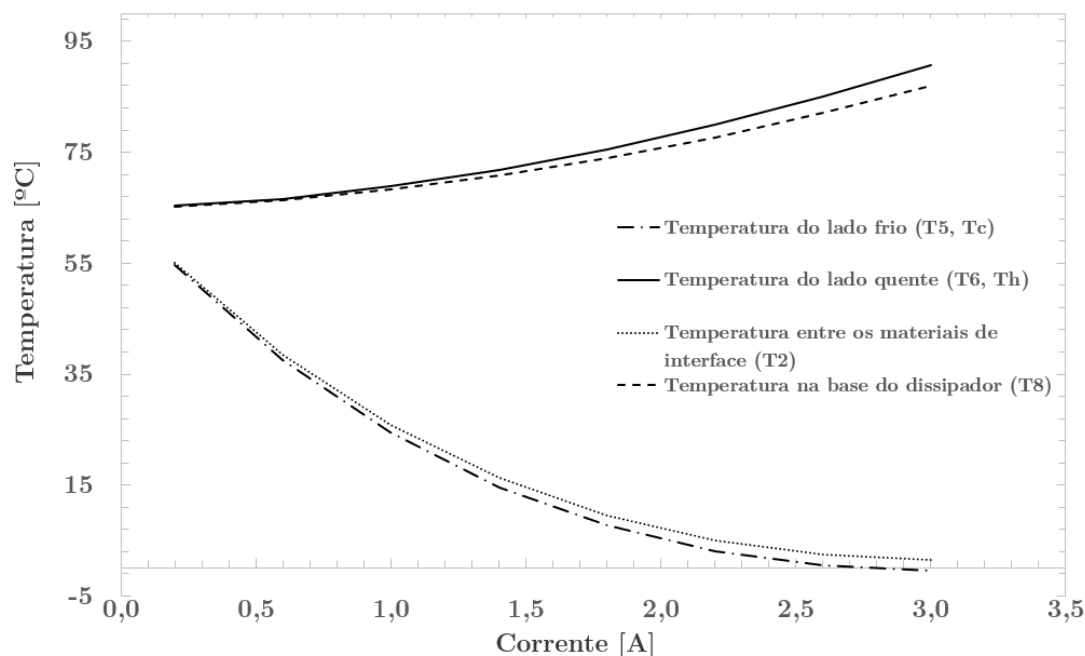


Figura 5.5: Evolução das temperaturas em função da corrente.

Uma análise à tabela 5.3 permite observar que à medida que a corrente aumenta, a diferença de temperaturas não varia tão significativamente. Por exemplo, verifica-se que, entre 0,2 e 0,6

A, ΔT aumentou 20°C, no entanto entre 2,2 e 2,6 A, aumentou menos de 10°C. Este facto é um indicativo do decréscimo de eficiência do TEC com o aumento da corrente que lhe é fornecida, como se constatou na secção 4.4.

Como se verifica na figura 5.6, onde se representa a distribuição de temperaturas no sistema A para uma corrente de 1 A e uma temperatura ambiente de 65°C, as temperaturas menores encontram-se na zona em contacto com a face fria do TEC, como a placa de pressão e o material de interface. O dissipador, estando em contacto com o lado quente do TEC, apresenta maiores temperaturas, como é suposto, pois é o componente responsável pela dissipação de energia térmica. Já a proteção do sensor, sendo constituída por um material de baixa condutividade térmica, pouco aumenta a sua temperatura em relação à temperatura ambiente.

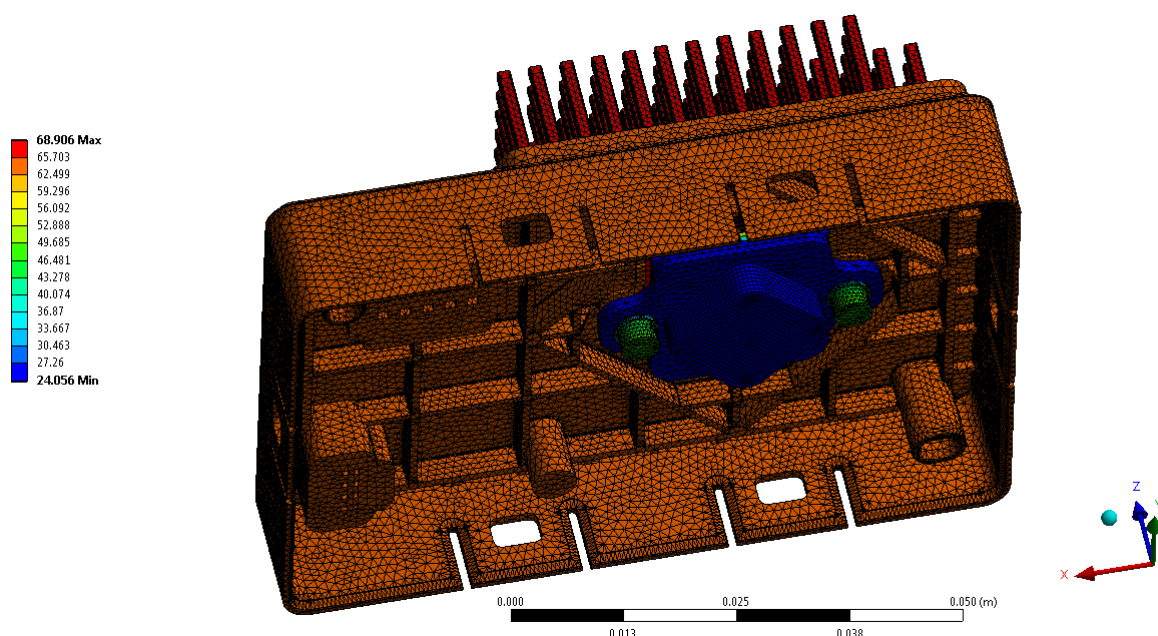


Figura 5.6: Distribuição de temperaturas no sistema A, para uma corrente de 1 A e temperatura ambiente de 65°C.

É de realçar que cada componente apresenta variações de temperatura, no entanto, estas não são visíveis na figura anterior porque a escala de cores é limitada e não abrange diferenças de temperatura menores (por exemplo, um ponto a 33°C ou 34°C na figura anterior é representado com a mesma cor.) Nas figuras 5.7 e 5.8 já é possível observar a variação de temperaturas no dissipador e na placa de pressão, respetivamente, pois a escala de cores foi ajustada para a variação de cada um desses componentes.

Como previsto, a distribuição de temperaturas no dissipador assemelha-se à figura 4.3, obtida da referência [36], sendo que as maiores temperaturas se localizam no centro deste, como se pode verificar na figura 5.7.

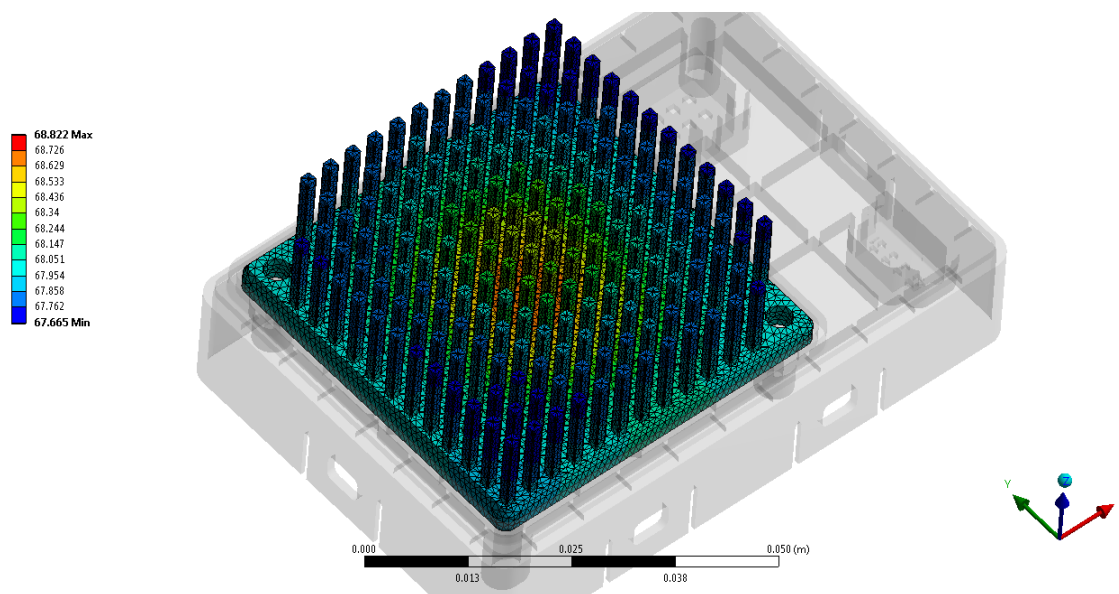


Figura 5.7: Distribuição de temperaturas no dissipador de calor, para uma corrente de 1 A e temperatura ambiente de 65°C.

As conclusões retiradas acerca da influência dos parafusos na análise analítica são corroboradas pelos resultados numéricos, que permitem verificar visualmente que os parafusos influenciam significativamente a distribuição de temperaturas na placa de pressão. A área da placa de pressão em contacto com os mesmos apresenta temperaturas mais elevadas, sendo que na figura 5.8 é possível verificar o quanto varia a temperatura na extremidade da placa devido à existência dos parafusos.

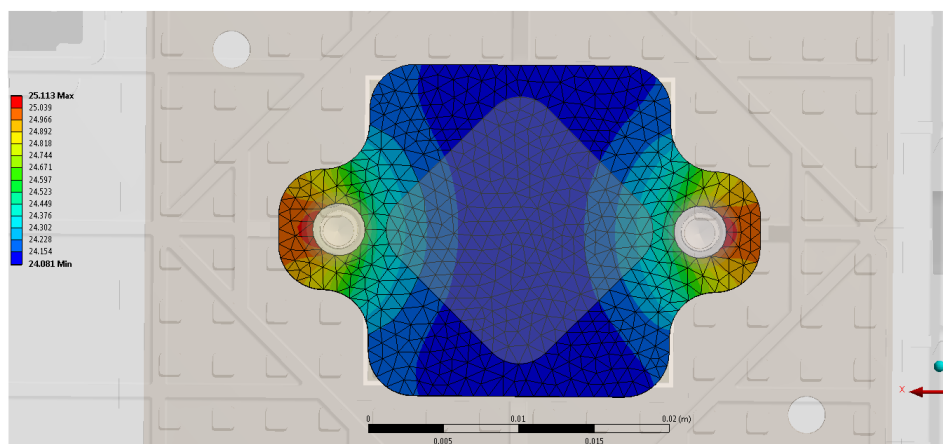


Figura 5.8: Distribuição de temperaturas na placa de pressão, para uma corrente de 1 A e temperatura ambiente de 65°C.

No anexo B é possível mais encontrar mais imagens resultantes das simulações efetuadas, para o dissipador de calor e os parafusos.

5.1.3 Comparação com a análise analítica

Para uma corrente de 1,15 A e uma temperatura de 65°C, obtiveram-se, através do ANSYS, os valores de todas as temperaturas nas interfaces entre componentes (ver figura 4.15). Estes são comparados com os valores analíticos, apresentando-se a comparação na tabela 5.4.

Tabela 5.4: Comparação dos valores de temperatura analíticos e numéricos, para $I=1,15$ A. Relembra-se que $T_2 = T_s$, $T_5 = T_c$ e $T_6 = T_h$.

Temperatura ambiente 65°C				
Corrente: 1,15 A	EES	Ansys	Desvio absoluto	Desvio relativo (%)
T_1 (°C)	$23,6 \pm 0,3$	21,7	2,3	9,6
T_2 (°C)	$23,1 \pm 0,3$	21,4	1,6	7,0
T_3 (°C)	$21,8 \pm 0,4$	20,1	1,9	8,6
T_4 (°C)	$21,7 \pm 0,4$	20,1	1,9	8,6
T_5 (°C)	$21,7 \pm 0,4$	20,1	1,9	8,6
T_6 (°C)	$70,2 \pm 0,9$	69,9	0,1	0,1
T_7 (°C)	$70,1 \pm 0,9$	69,9	0,1	0,2
T_8 (°C)	$69,1 \pm 0,9$	69,7	0,7	1,1
T_9 (°C)	$69,5 \pm 0,8$	65,0	5,0	7,1
T_{10} (°C)	$69,0 \pm 0,8$	69,3	0,3	0,5

Tendo em conta que o modelo analítico apenas contempla uma variação monodimensional das temperaturas enquanto que o modelo numérico contempla uma variação tridimensional, é expectável que os resultados analíticos e numéricos não sejam exatamente iguais. Ainda assim, verifica-se que as diferenças percentuais entre as temperaturas dos dois modelos são, no máximo, de 10%. Em termos absolutos, estes valores representam uma diferença máxima de 2°C, excetuando o caso da temperatura na proteção do sensor, em que a diferença atinge os 5°C. A proteção do sensor é o componente com a maior área em análise e com a geometria mais complexa, o que significa que é também o mais susceptível a apresentar maiores diferenças entre as duas análises, já que a análise analítica não tem em conta a sua complexidade geométrica, e despreza grande parte da área em contacto da proteção do sensor com a temperatura ambiente.

Como a figura 5.9 indica, as temperaturas da face fria, T_c e quente, T_h no modelo analítico e numérico, apresentam diferenças maiores entre si para valores mais elevados de corrente. Na figura 5.10 observa-se a variação da potência calorífica absorvida do lado frio e da voltagem para a análise analítica e numérica. É possível verificar que, na análise numérica, Q_c diminui para maiores valores de corrente, facto que não se verifica na análise analítica. Isto acontece porque a partir de valores de corrente muito elevados (neste caso, muito próximas da corrente máxima do TEC) existe uma maior dissipação de energia devido ao efeito de Joule, e o TEC deixa de conseguir absorver quantidades maiores de energia no lado frio.

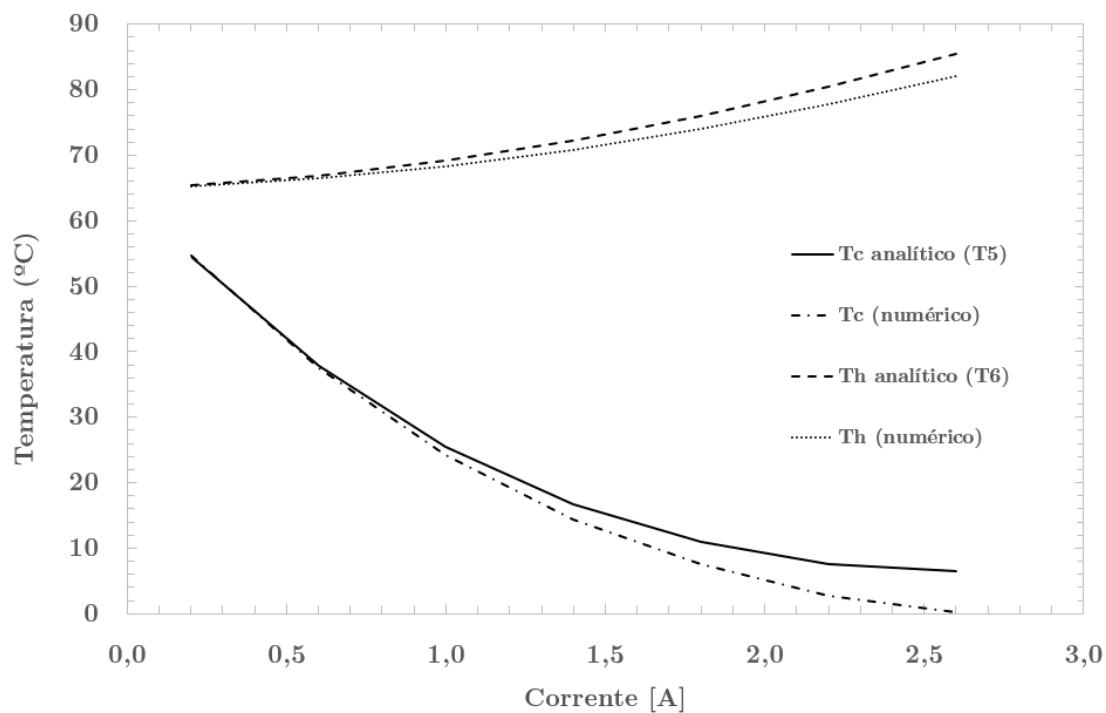


Figura 5.9: Comparação entre os valores analíticos e numéricos de T_c e T_h .

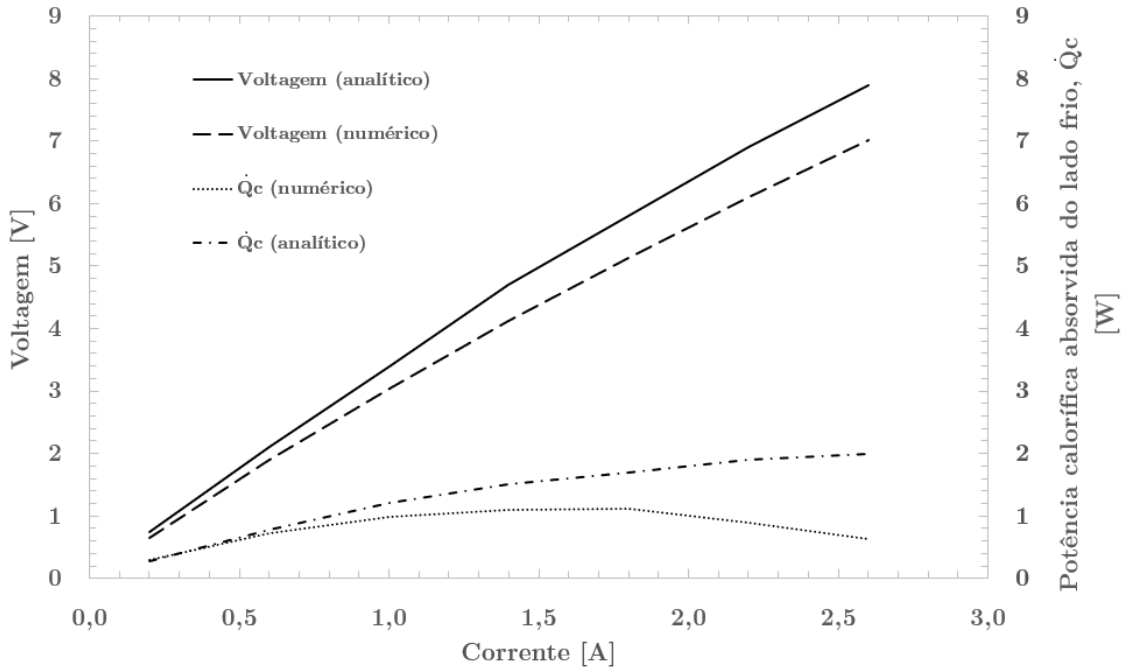


Figura 5.10: Comparação entre os valores analíticos e numéricos da voltagem e potência calorífica absorvida no lado frio.

A voltagem obtida através da análise numérica é, consistentemente, 13% menor que a voltagem obtida através da análise analítica. Dado que as características do TEC inseridas em ambas

as análises são as mesmas, atribui-se estas diferenças de resultados à diferença entre temperaturas do lado frio e do lado quente e às próprias limitações inerentes à comparação entre um modelo unidimensional com um modelo tridimensional.

5.2 Sistema B

O segundo sistema analisado, sistema B, é constituído por todos os elementos do sistema A, à excepção das duas camadas de material de interface. Adicionalmente, o sistema B possui ambas as proteções exteriores, o cubo de inserção dos lasers e a pirâmide refletora. A figura 5.11 representa o sistema em questão. Para além da simulação termoelétrica, foi também realizada uma simulação em *Fluent* para estudar a diferença entre ter um sistema em contacto direto com o ar exterior (sistema A) e um sistema isolado por uma proteção física (sistema B).

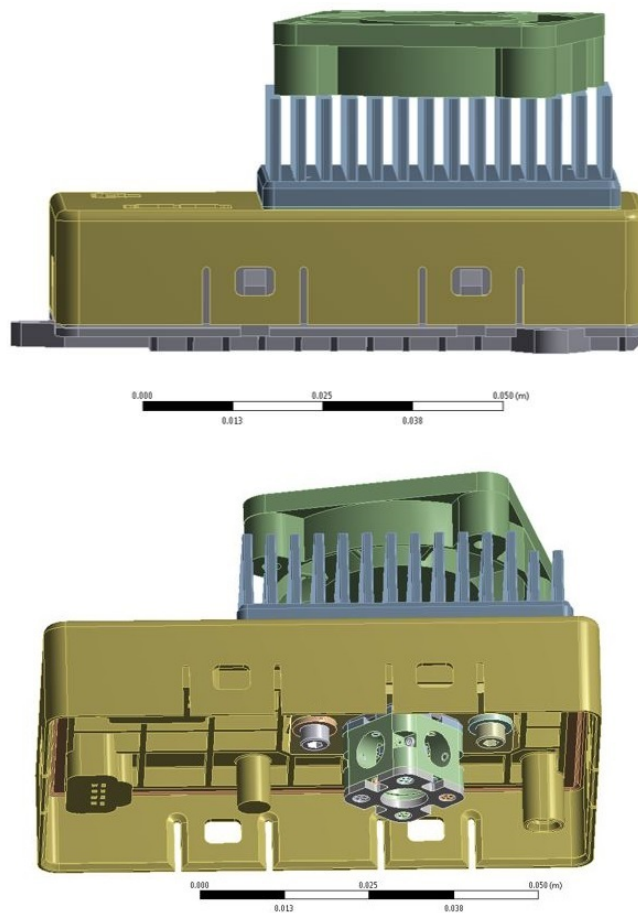


Figura 5.11: Sistema B.

A preparação da simulação começou com a definição da malha, que foi um processo iterativo como o descrito em 5.1.1. A malha escolhida apresenta-se nas figuras 5.12 e 5.13 e apresenta

613 033 nós e 346 347 elementos. Apesar de possuir mais constituintes em relação ao sistema A, a malha do sistema B possui menos nós e elementos, porque se verificou que não existia um impacto significativo nos resultados ao aumentar ainda mais o tamanho dos elementos na proteção do sensor e no dissipador de calor.

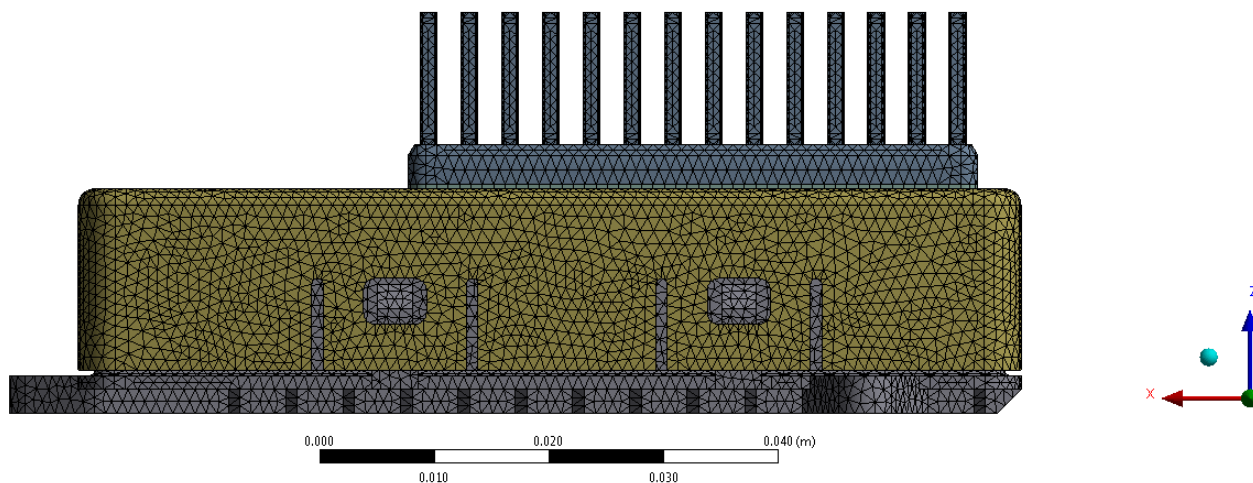


Figura 5.12: Malha utilizada no sistema B. Vista da proteção do sensor e do dissipador. A proteção inferior foi removida para se poder visualizar o interior.

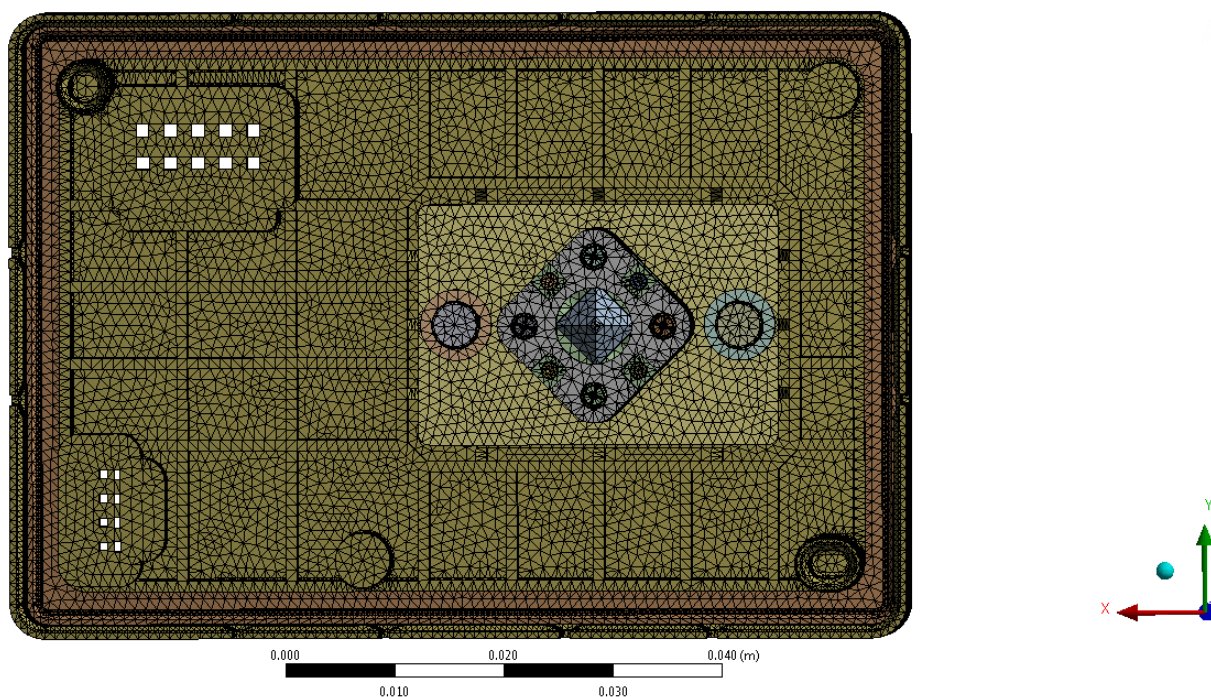


Figura 5.13: Malha utilizada no sistema B. É possível observar a proteção superior do sensor o interior deste.

Definiram-se, novamente, as propriedades dos materiais e do dispositivo TEC e atribuíram-se

correntes entre os 0,2 e os 1,6, tendo-se realizado a análise para 3 temperaturas ambiente diferentes: 65°C, 70°C e 75°C. Os resultados para 65°C encontram-se na tabela 5.5, enquanto que os resultados para 70°C e 75°C podem ser encontrados no anexo B.

Tabela 5.5: Resultados da simulação realizada ao sistema B, recorrendo ao ANSYS.

Temperatura ambiente: 65°C											
Corrente [A]	0,20	0,50	0,74	0,78	0,82	0,86	0,90	0,94	0,98	1,30	1,60
Temp. no lado frio (T_c) [°C]	52,3	38,7	29,8	28,4	27,1	25,8	24,5	23,1	21,9	13,6	6,9
Temp. no lado quente (T_h) [°C]	64,7	65,5	66,6	66,8	67,0	67,3	67,5	67,7	67,9	70,1	72,3
ΔT ($T_h - T_c$)	12,4	26,8	36,9	38,4	40,0	41,5	43,0	44,6	46,0	56,5	65,5
Temp. no sensor [°C]	52,3	38,7	29,6	28,3	26,9	25,6	24,4	23,0	21,8	13,4	6,7
Temp. na base do dissipador, ponto 8 da figura 4.15 (T_8) [°C]	64,7	65,3	65,3	65,3	65,3	65,3	65,3	65,3	65,3	65,3	65,3
Voltagem [V]	0,7	1,7	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0	3,9	4,7
Potência calorífica absorvida no lado frio, $\dot{Q}_c$ [W]	0,05	0,35	0,52	0,54	0,56	0,58	0,60	0,60	0,61	0,69	0,59
Potência calorífica libertada no lado quente, $\dot{Q}_h$ [W]	0,2	1,3	2,5	2,7	3,0	3,2	3,5	3,7	4,0	6,5	9,2
Potência elétrica [W]	0,1	0,8	1,7	1,9	2,1	2,3	2,5	2,8	3,0	5,1	7,5
Potência calorífica dissipada por efeito de Joule [W]	0,1	0,6	1,2	1,3	1,5	1,6	1,8	1,9	2,1	3,7	5,6
COP	0,3	0,4	0,3	0,3	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	0,1	0,1

Mais uma vez, as temperaturas no lado frio e quente correspondem às temperaturas na face fria e quente do TEC no centro da peça, respetivamente. No dissipador, a temperatura apresentada na tabela corresponde à temperatura na base deste.

Como aconteceu para o sistema A, verifica-se que o COP atinge valores muito baixos para grandes diferenças de temperatura, sendo que o calor que é absorvido começa a decrescer a partir dos 1,3 A. Adicionalmente, a voltagem aumenta com o aumento da corrente, bem como a potência elétrica e o calor libertado do lado quente.

5.2.1 Comparação com o sistema A

Em comparação com o sistema A, o lado frio do sistema B atinge normalmente temperaturas ligeiramente menores para a mesma gama de valores de corrente, o que revela a importância da existência de uma proteção do sensor, que isole o sistema de condições térmicas adversas no exterior. Nos gráficos 5.14 e 5.15 apresenta-se a comparação entre valores de temperatura do lado frio e lado quente e $\dot{Q}_c$ e $\dot{Q}_h$ para os sistemas A e B, para correntes de 0,2 a 1,6 A.

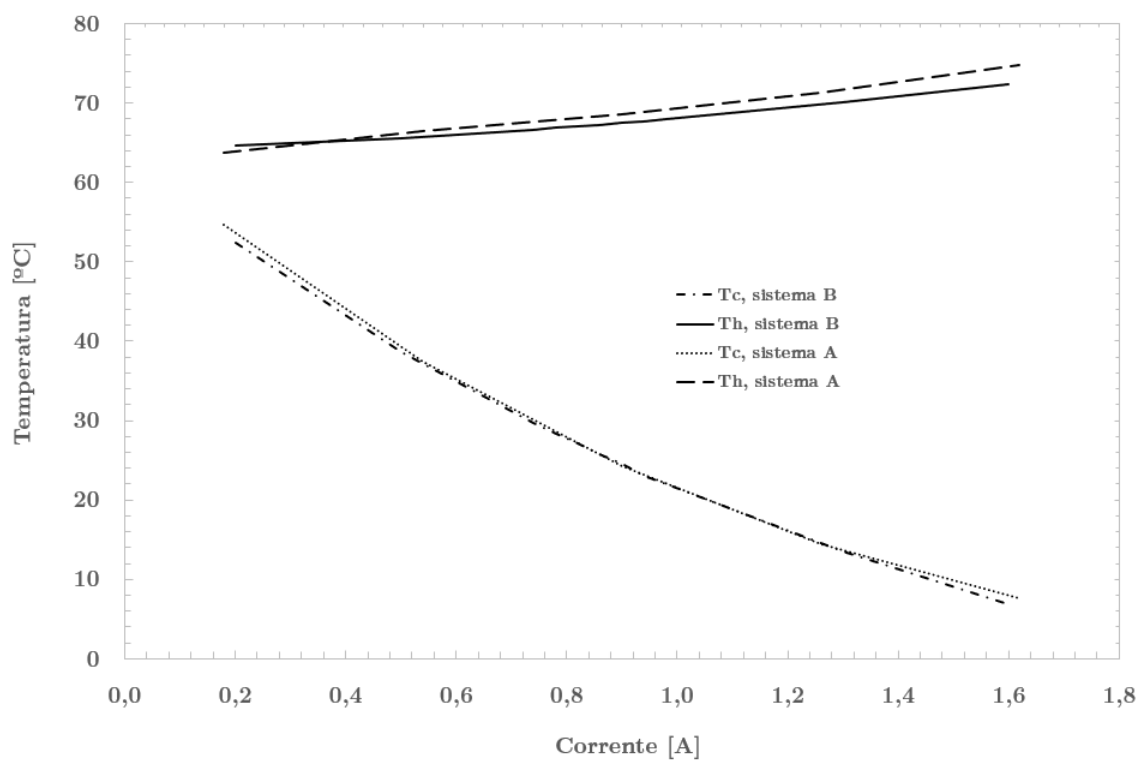


Figura 5.14: Comparação entre a evolução das temperaturas em função da corrente para o sistema A e B.

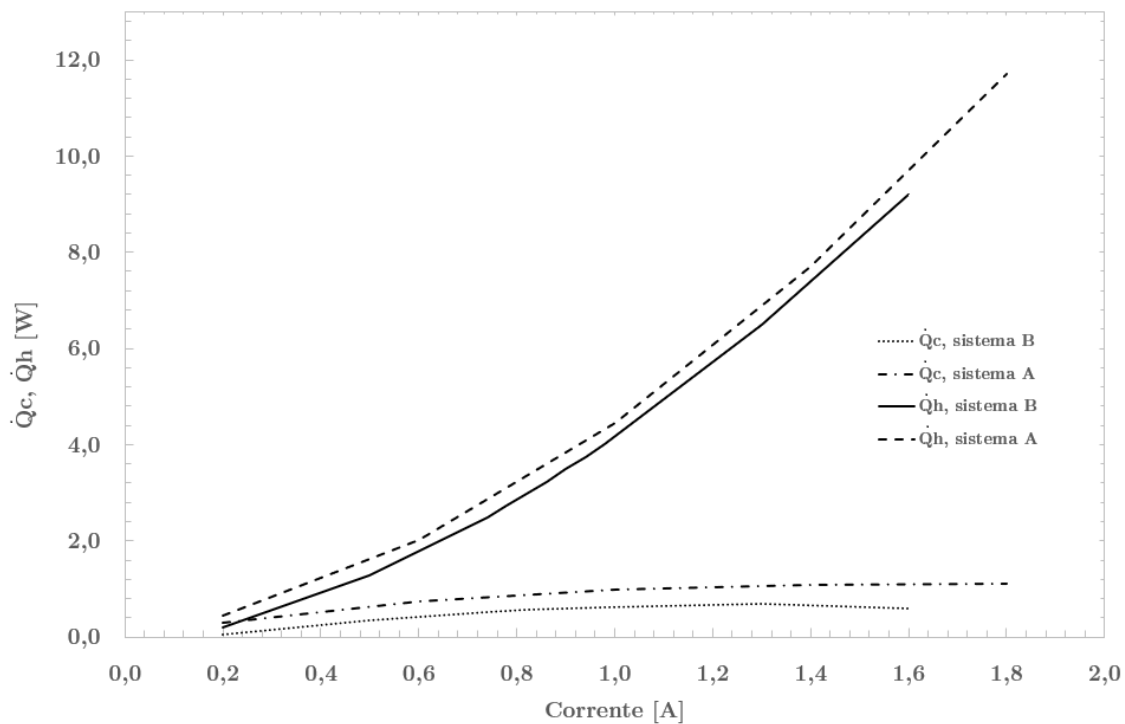


Figura 5.15: Comparação entre o calor absorvido em função da corrente para o sistema A e B.

Embora a diferença não seja muito elevada, é visível que o calor absorvido no sistema B é inferior ao calor absorvido no sistema A, para o mesmo valor de corrente. No entanto, a temperatura do lado frio que os sistemas atingem é quase a mesma (como se vê na figura 5.14), o que significa que o sistema B necessita de absorver menos energia para atingir as mesmas temperaturas. Isto pode ser explicado devido ao facto do sistema A se encontrar sempre exposto à temperatura, colocando assim o TEC em mais esforço do que o necessário. Os dois sistemas têm em comum o facto da potência calorífica do lado frio diminuir para correntes superiores.

Nas figuras 5.16 e 5.17 é possível visualizar a dispersão de temperaturas na proteção superior e no cubo de inserção dos lasers.

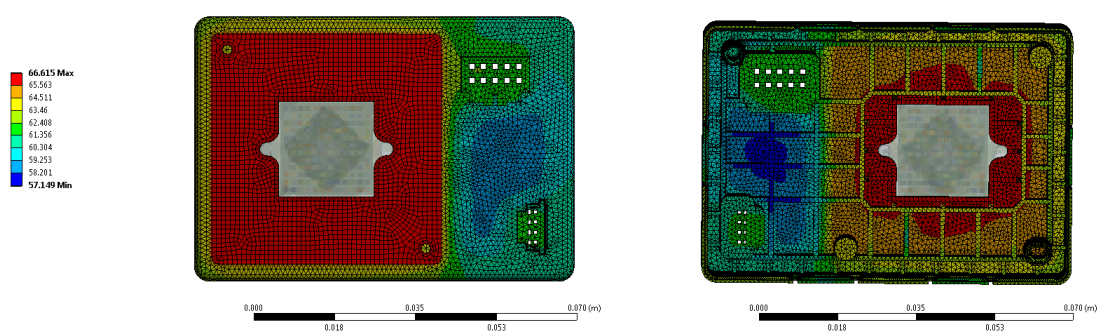


Figura 5.16: Distribuição de temperaturas na proteção do sensor para 65°C e 0,8 A (à esquerda: proteção superior do lado de fora. à direita: proteção superior do lado de dentro).

O cubo de inserção dos lasers encontra-se a uma temperatura reduzida, que é o que se pretende.

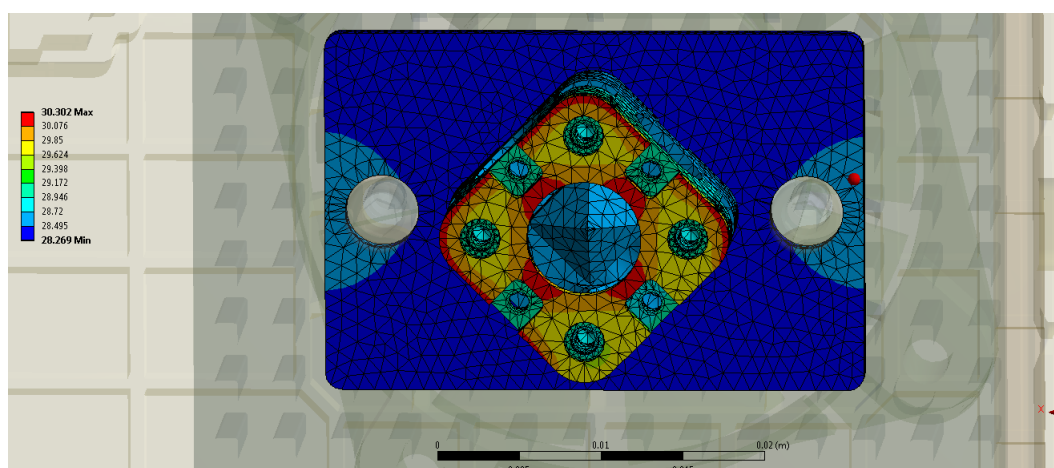


Figura 5.17: Distribuição de temperaturas no cubo dos lasers.

Pode-se constatar, através da figura 5.16, que para uma corrente de 0,8 A a 65°C, a proteção do sistema sofre variações maiores de temperatura nas zonas mais próximas do TEC e em toda a área abrangida pelo dissipador de calor, como seria de esperar. Aqui, levanta-se a hipótese da implementação de um isolamento térmico extra na proteção do sensor, para evitar que exista

transferência de calor entre dissipador e o ar interior através da proteção. A análise efetuada com o *Fluent* permite compreender o quanto a existência da proteção influencia a variação da temperatura do ar interior, como se verifica na figura 5.18. Nesta figura é apresentado o ar interior (a verde) e o ar exterior (a laranja, dentro do volume de controlo), sendo que as cores representam as suas temperaturas.

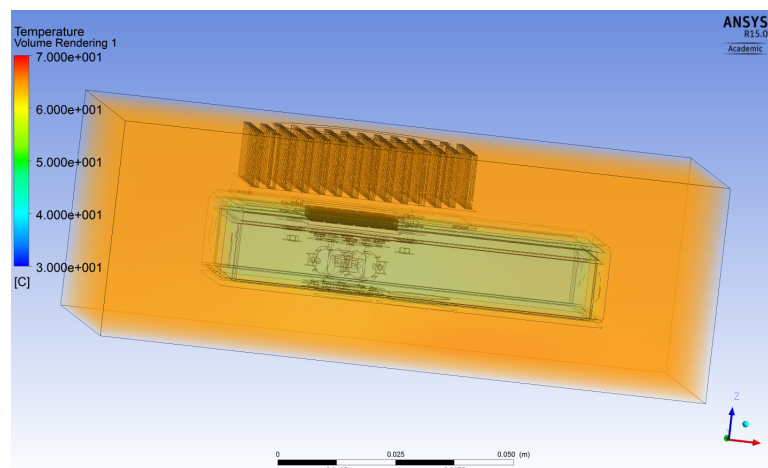


Figura 5.18: Temperatura do ar interior e exterior, inseridos num volume de controlo com temperatura ambiente a 65°C.

Recorrendo à escala da figura anterior, é visível que o ar interior apresenta uma temperatura consideravelmente inferior à temperatura do ar exterior, que se encontra à temperatura ambiente (verificando-se uma diferença de cerca de 8 a 10°C entre elas). Na figura 5.19 é possível observar, com mais detalhe, a variação da temperatura do ar interior com a aproximação ao TEC. Com um isolamento extra, as temperaturas interiores seriam ainda menores, o que reduziria o esforço exigido ao TEC.

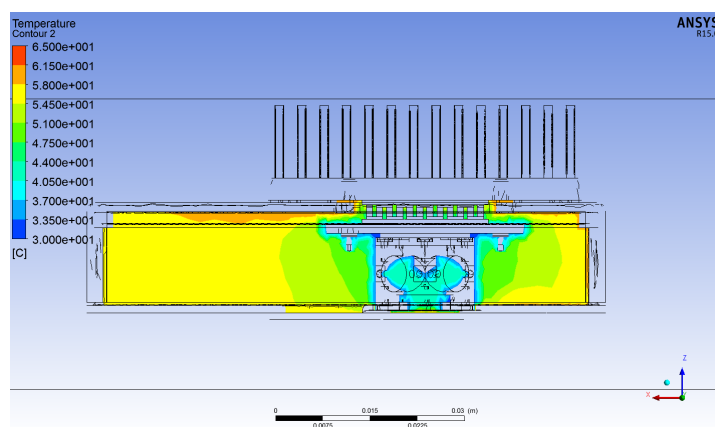


Figura 5.19: Distribuição de temperaturas no ar interior, com a temperatura ambiente a 65°C e $I=1$ A.

5.2.2 Mudança do material dos parafusos

Como se verificou no capítulo 4, os parafusos são um fator que influencia negativamente o desempenho do TEC, uma vez que conduzem energia sob a forma de calor do dissipador para a placa de pressão. Apesar da inclusão do casquilho fabricado com material de condutividade térmica reduzida diminuir esse efeito, a sua influência continua a ser relevante, tal como a figura 4.17 indica. Na secção 4.5.1 estudou-se a hipótese de utilizar parafusos de diâmetros menores. Nesta secção, analisa-se a possibilidade de substituir os parafusos atuais, que são de aço inoxidável, por parafusos de um material de condutividade térmica menos elevada, tendo surgido a hipótese de utilizar parafusos PEEK (PEEK é a abreviatura atribuída à poli-eter-eter cetona), um material termoplástico semi-cristalino resistente a elevadas temperaturas e tensões. O PEEK é um material que possui excelentes propriedades mecânicas, sendo utilizado nas indústrias automóvel, nuclear, médica, entre outras. [47]. Atualmente já são fabricados e comercializados parafusos PEEK, que possuem uma condutividade térmica cujo valor ronda os 0,4 W/(m.K) [48].

Utilizando o ANSYS, simulou-se o sistema B a uma temperatura ambiente de 65°C, fornecendo várias correntes e substituindo os 2 parafusos atuais de aço inoxidável por parafusos PEEK. Apresentam-se os resultados, em comparação com os parafusos de aço atualmente utilizados, na tabela 5.6.

Tabela 5.6: Comparação entre as temperaturas do lado frio, quente e calor absorvido entre utilizar parafusos de aço e PEEK.

Temperatura ambiente = 65°C								
Corrente [A]	Parafusos atuais: Tc1 [°C]	Parafusos PEEK: Tc2 [°C]	Tc1 - Tc2 [°C]	Parafusos atuais: Th1 [°C]	Parafusos PEEK: Th2 [°C]	Parafusos atuais: Qc [W]	Parafusos PEEK: Qc [W]	Diminuição de potência absorvida no lado frio (Qc) [%]
0,5	39,2	37,5	1,8	65,7	65,7	0,4	0,1	69,8
0,7	31,6	29,3	2,3	66,6	66,6	0,6	0,2	67,6
0,9	24,8	22,2	2,6	67,6	67,6	0,6	0,2	69,0
1,3	13,3	10,9	2,5	70,0	70,3	0,7	0,2	73,0
1,6	6,9	4,4	2,5	72,3	72,8	0,6	0,1	86,1

Verifica-se que para todas as correntes a temperatura do lado frio diminui cerca de 2°C com esta alteração. Para além disto, constata-se que, com parafusos PEEK, é possível atingir temperaturas menores com uma redução de cerca de 70% na energia que é necessário absorver do frio. Isto acontece porque a existe menos energia a ser transferida do lado quente através dos parafusos, ou seja, o TEC não necessita de absorver tanta energia para atingir uma determinada temperatura.

5.2.3 Implementação de isolamento

Como se tem verificado ao longo deste estudo, a influência da temperatura ambiente atualmente contribui significativamente para a necessidade de gestão térmica e, ao comparar os sistemas A e B, evidencia-se o impacto que tem adicionar uma proteção. A proteção em questão

utilizada neste momento apresenta uma espessura diminuta e está em contacto direto com o ar interior e o dissipador de calor, sendo que, ao verificar a figura 5.16, evidencia-se o quão superior é a temperatura da face interior da proteção em contacto com o dissipador exatamente por causa deste facto. Adicionar uma camada extra de material com baixa condutividade térmica possibilita uma diminuição da transferência de calor que existe através da proteção, diminuindo assim a influência da temperatura do ar exterior e do dissipador na temperatura do ar interior, que por sua vez reduz a quantidade de calor do lado frio que TEC precisa de absorver.

Utilizando o ANSYS, simulou-se de novo o sistema B utilizando uma condutividade térmica 5 vezes menor no material da proteção do sensor (que é o equivalente a multiplicar por 5 a espessura da camada). Para uma temperatura ambiente de 65°C e uma corrente de 0,98 A, apresentam-se os resultados na tabela 5.7, comparando-se os mesmos com o sistema sem isolamento

Tabela 5.7: Comparação entre T_c e T_h , Q_c e V para sistemas com e sem isolamento.

Temperatura ambiente: 65°C						
	Condutividade térmica do material da proteção [W/(m.k)]	Corrente [A]	Temp. lado frio (T_c) [°C]	Temp. lado quente (T_h) [°C]	Voltagem [V]	Potência calorífica absorvida do lado frio, Q_c [W]
Sem isolamento	0,25	0,98	21,90	67,90	3,04	0,62
Com isolamento	0,05	0,98	20,74	67,59	3,07	0,47

Este acréscimo de isolamento resulta numa diminuição de cerca de 2°C na temperatura do lado frio, sendo necessário absorver uma menor potência para atingir temperaturas mais reduzidas. No que toca à temperatura do ar interior, ocorre diminuição de cerca 10°C quando se utiliza o isolamento, como se pode observar na figura 5.20. Uma vez que é importante manter o ar interior a temperaturas menores especialmente quando forem inseridos os componentes eletrónicos, esta alteração permitirá diminuir significativamente o esforço ao qual o TEC está sujeito.

Adicionalmente, simulou-se o sistema com isolamento e com parafusos PEEK, apresentando-se os resultados da simulação na tabela 5.8.

Tabela 5.8: Valores de T_c , T_h , Q_c e V para um sistema com isolamento e parafusos PEEK.

Temperatura ambiente: 65°C, com isolamento e parafusos PEEK				
Corrente [A]	Temp. lado frio (T_c) [°C]	Temp. lado quente (T_h) [°C]	Potência calorífica absorvida do lado frio, Q_c [W]	Voltagem [V]
0,98	18,0	67,7	1,0	3,1

Em relação ao sistema atualmente utilizado, a troca dos parafusos e inclusão de um isolamento térmico permite decrescer 4°C do lado frio e diminuir a carga que é necessária absorver do lado frio. Assim, conclui-se que estas alterações ao protótipo permitirão um melhoramento significativo do sistema.

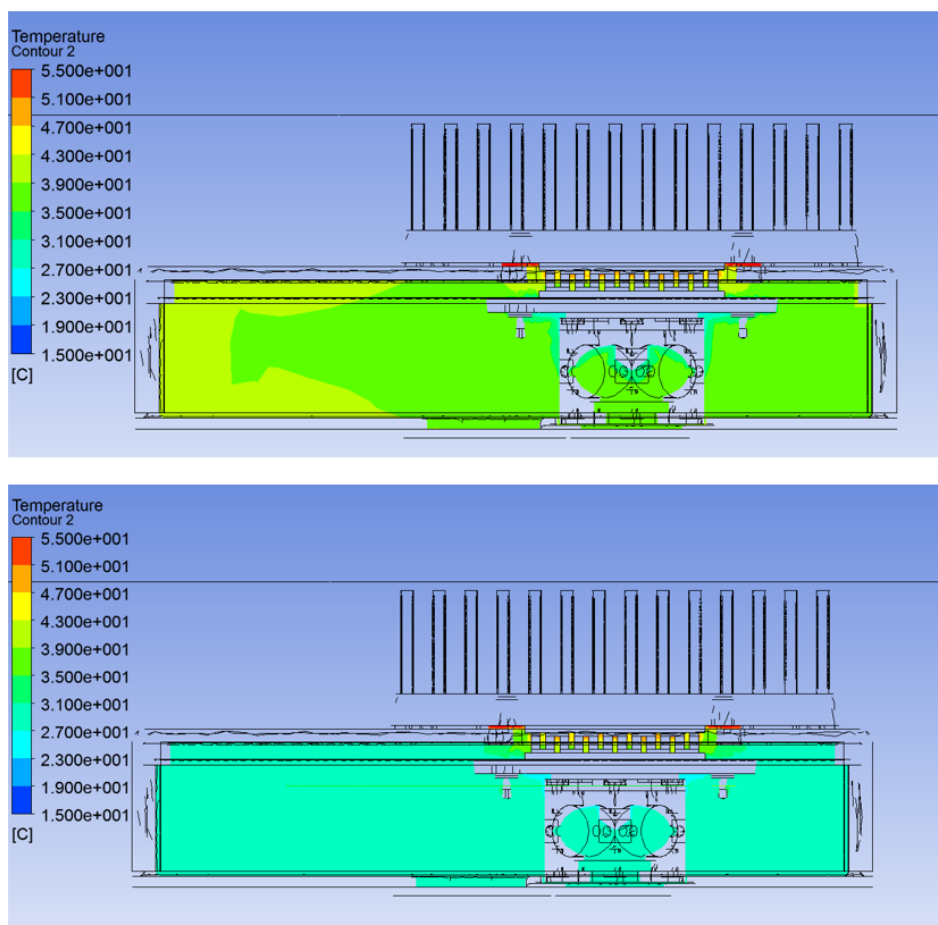


Figura 5.20: Comparação da temperatura do ar interior sem isolamento (acima) e com isolamento (abaixo)

5.3 Escoamento da ventoinha no dissipador

Na versão do ANSYS utilizada, é possível realizar simulações tanto utilizando o *Fluent* como o termoelétrico, não sendo, no entanto, possível fazer as duas simulações simultaneamente, isto é, estudar simultaneamente os efeitos do escoamento do ar provocado pela ventoinha, o próprio efeito da convecção natural devido à diferença de temperatura e o efeito do dispositivo de Peltier. Como tal, obteve-se o valor do coeficiente de transferência de calor no dissipador utilizando o ANSYS *Fluent* através da simulação do escoamento da ventoinha e posteriormente, inseriu-se o mesmo como *input* nos parâmetros da convecção na simulação do termoelétrico.

Para obter o escoamento da ventoinha no dissipador utilizando o *Fluent*, foi criada uma fonte de ar com a velocidade linear da ventoinha no topo do dissipador. Sabendo a área da secção de passagem da ventoinha e o caudal real, calcula-se a velocidade do escoamento que sai desta, como na secção 4, que será então de 4,72 m/s. Foi criado um volume de controlo e definida a malha em todo o volume (que inclui tanto o dissipador de calor como o ar que o rodeia). No total, e após várias iterações com um processo semelhante ao descrito em 5.1.1, obteve-se uma malha com 7

206 514 elementos, sendo que este valor inclui os elementos criados do ar no volume de controle. Depois de se atribuir o material de alumínio ao dissipador e a velocidade de saída do ventilador, obteve-se uma simulação do escoamento da mesma, que pode ser observada nas figuras 5.21 e 5.22.

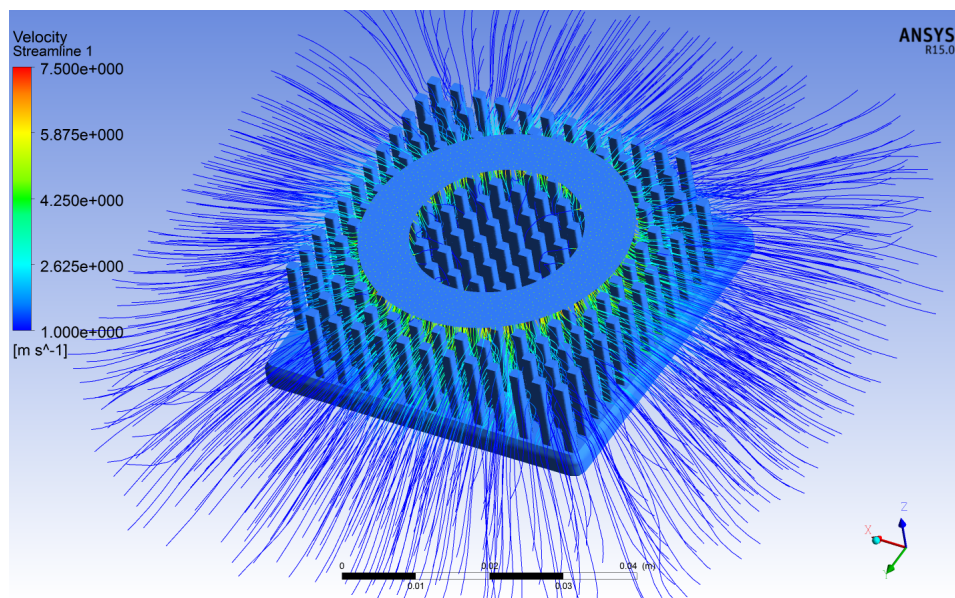


Figura 5.21: Simulação do escoamento do ventilador. A escala de cores representa o módulo da velocidade.

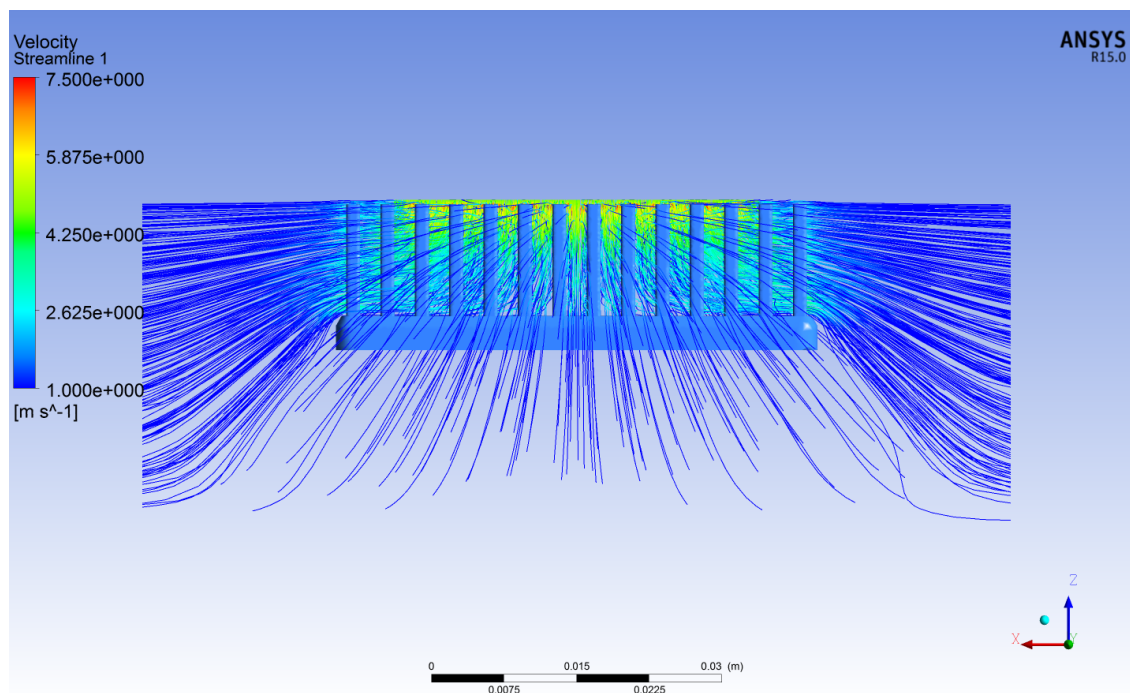


Figura 5.22: Simulação do escoamento do ventilador: vista de frente. A escala de cores representa o módulo da velocidade.

Como se pode observar pelas imagens anteriores, a gama de velocidades calculada pelo software encontra-se, principalmente, entre os 2,5 e os 6 m/s. Os valores obtidos no ANSYS validam a aproximação feita no cálculo analítico (6,29 m/s na componente vertical e 4,42 m/s na componente horizontal), uma vez que tanto a componente vertical como a horizontal se encontram dentro da mesma gama de valores que os aproximados. Com o *Fluent*, foi calculado o coeficiente de convecção no dissipador, tendo-se obtido um valor de $78 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$. Relembra-se que, na análise analítica, o intervalo de valores obtido foi de 80 a $100 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ (tendo em conta incerteza estipulada), portanto, o valor obtido numericamente encontra-se próximo do limite inferior do intervalo. Uma vez que não se conhecem as formulações exatas através das quais o *software* calcula o coeficiente de convecção, não é possível comparar os dois resultados com completa exatidão, pois os métodos de cálculo utilizados não foram os mesmos. No entanto, consideram-se estes valores relativamente próximos tendo em conta que é um coeficiente de convecção forçada, com uma incerteza típica próxima dos 20%.

Na figura 5.23 apresenta-se o resultado da simulação do escoamento do ventilador com uma representação do ar exterior. A escala de cores apresentada na legenda é relativa à temperatura do ar exterior (que se encontra a verde). A escoamento do ventilador está representado na figura pelos traços a azul, sendo que neste caso a cor representa o módulo da velocidade, que é maior quanto mais claro for o azul.

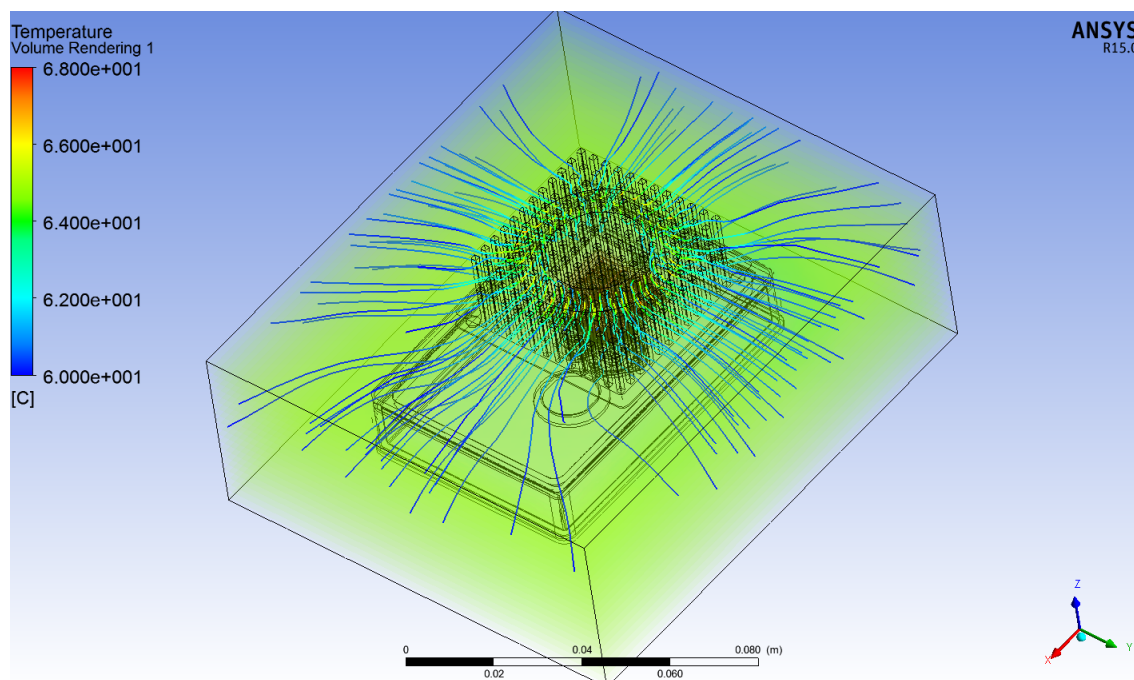


Figura 5.23: Escoamento do ventilador com o ar exterior.

Capítulo 6

Análise experimental

A análise experimental foi realizada com recurso a uma câmara climática que permite o controlo da sua temperatura interior e humidade relativa, sendo que a temperatura pode ser alterada em tempo real e é registada nos intervalos de tempo que o utilizador definir. Para a realização dos testes foi necessário, para além do *setup* do sistema a ser estudado e da câmara climática, uma fonte de alimentação, cabos de ligação e um controlador do dispositivo TEC.

O controlador do TEC é o dispositivo intermediário entre a fonte de alimentação e o TEC. A fonte de alimentação, o TEC e o ventilador estão todos ligados ao controlador, que possui um *software* a partir do qual é possível controlar a corrente que é transmitida ao TEC ou definir uma temperatura objetivo fixa para uma das faces deste, [49]. As funções do controlador do TEC relevantes para este teste são apresentadas de seguida.

1. Registo: Os sensores de temperatura localizados no sistema a ser estudado estão ligados ao controlador que os mede e regista. A corrente e voltagem utilizadas são também registadas.
2. Medição de velocidade: A velocidade de rotação do ventilador é medida através do controlador, desde que esta esteja ligada ao mesmo e também no mesmo canal deste na fonte de alimentação. Dependendo do ventilador utilizado, pode também ser possível controlar a sua velocidade a partir do TEC.
3. Controlo de temperatura: É possível definir, graças ao controlador, a temperatura que se pretende atingir em determinado terminal do sensor de temperatura. O controlador mede a temperatura atual nesse terminal, comparando-a com a temperatura objetivo definida e, de seguida, fornece a corrente adequada para atingir a mesma.
4. Controlo de corrente: O controlador recebe energia através da fonte de alimentação, transmitindo então corrente ao TEC. O utilizador pode definir qual a corrente que pretende que seja transmitida ao TEC e a partir daí, registar as temperaturas resultantes desse controlo.

A incerteza da medição da corrente é de $\pm 1\%$ do valor medido e o mesmo se aplica aos valores de voltagem. A incerteza do sensor de temperatura é de $\pm 0,005\text{ }^{\circ}\text{C}$.

6.1 Sistema A

O sistema A foi apresentado e analisado analiticamente no capítulo 4 e modelado no capítulo 5, sendo que, nesta secção, são apresentados os resultados de um dos testes experimentais realizados ao mesmo. É importante informar que este teste aconteceu antes do começo do estágio no qual o presente estudo foi desenvolvido, tendo sido realizado por um dos membros da equipa de desenvolvimento do RCS. Assim sendo, apenas se apresentam os resultados do mesmo.

É possível observar, na figura 6.1 o *setup* testado, que inclui a proteção do sensor, o dissipador de calor, o ventilador, a placa de pressão, os parafusos e as duas camadas de material de interface, componentes presentes tanto nas versões analíticas como nas numéricas. O sensor de temperatura escolhido foi um termístor NTC e um foi colocado, como referido anteriormente, entre as duas camadas de material de interface. O outro termístor foi colocado na base do dissipador de calor. A figura 6.2 permite compreender melhor a posição dos sensores de temperatura.

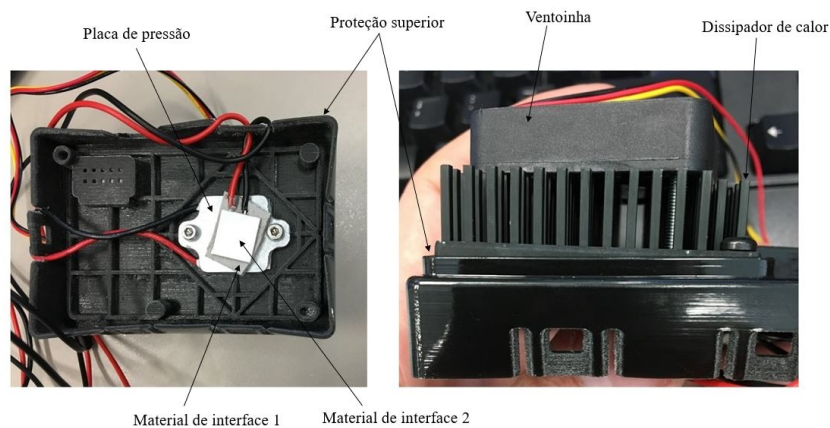


Figura 6.1: Modelo utilizado no teste experimental (imagens captadas após o teste).

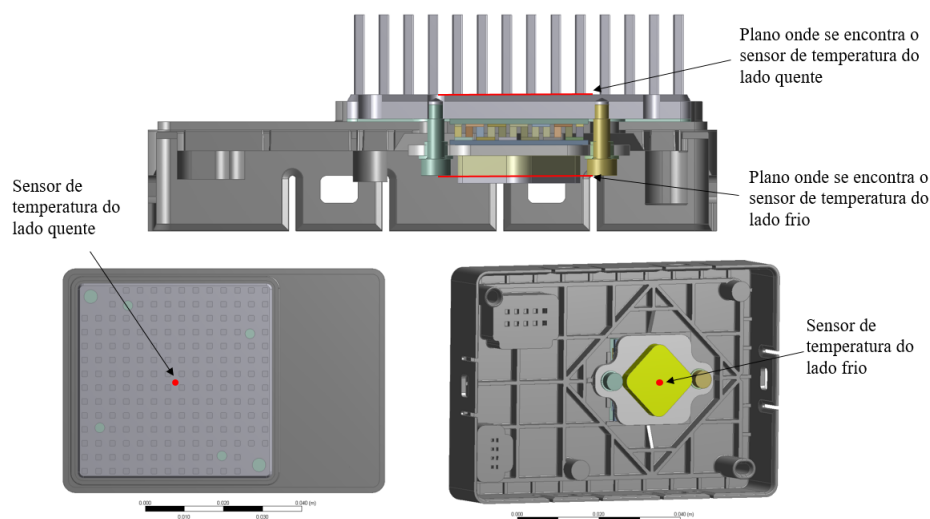


Figura 6.2: Posição dos sensores de temperatura no *setup* do sistema A.

6.1.1 Apresentação e análise dos resultados experimentais

Foi realizado um controle de temperatura para 3 temperaturas ambiente diferentes: 65°C, 70°C e 75°C, ou seja, para todas elas foi definida uma temperatura objetivo no lado frio de 30°C e registado os valores de corrente e voltagem necessários para atingir esse valor. Leram-se também os valores de T_c e T_h , calculou-se a diferença entre eles (ΔT), a potência calorífica absorvida do lado frio, $\dot{Q}_c$, a potência elétrica, P_e e o COP, utilizando as expressões introduzidas no capítulo 2. Apresentam-se os resultados na tabela 6.1.

Tabela 6.1: Resultados do teste experimental realizado ao sistema A.

Temperatura objetivo no lado frio: 30°C			
Temp. ambiente [C]	65	70	75
Corrente [A]	1,2	1,5	2,1
Temperatura lida pelo sensor (lado frio, T_c) [°C]	30,0	30,0	29,9
Temperatura lida pelo sensor no dissipador de calor (lado quente, T_h)	69,0	78,6	88,1
ΔT ($T_h - T_c$) [°C]	39,0	48,6	58,2
Potência calorífica absorvida no lado frio, $\dot{Q}_c$ [W]	2,9	3,3	4,9
Potência calorífica libertada no lado quente, $\dot{Q}_h$ [W]	7,1	10,1	18,1
Voltagem medida [V]	4,7	5,9	8,6
Potência elétrica [W]	5,4	8,7	18,1
COP	0,5	0,4	0,3

A corrente necessária para manter a temperatura do lado frio, assim como a potência elétrica consumida aumentam com a temperatura ambiente, como se verifica na figura 6.3. No entanto, para a potência elétrica, o aumento é cada vez mais acentuado, o que é um reflexo do aumento da potência dissipada pelo efeito de Joule.

Para temperaturas ambientes superiores, é necessário remover mais calor do lado frio, ou seja, é necessário fornecer uma maior corrente e é também libertada uma maior quantidade de calor no lado quente, verificando-se que o TEC atinge maiores níveis de esforço, particularmente para 75°C, onde consome uma corrente de 2,1 A, sendo o seu limite 3 A. Adicionalmente, ao comparar os valores de COP apresentados na tabela 6.1 é possível constatar que o COP decresce para quase metade com apenas uma adição de 10 graus na temperatura ambiente (de 65°C para 75°C). Mais uma vez, tal comprova que, para valores mais elevados de temperatura ambiente, este *setup* não será eficiente, pois o COP continuará a diminuir.

De seguida, com o valor da resistência elétrica fornecido pelo fabricante (2,2 Ω) foi calculada a voltagem através da equação 2.15 e comparou-se este valor com o valor lido pelo aparelho, como se verifica na figura 6.4.

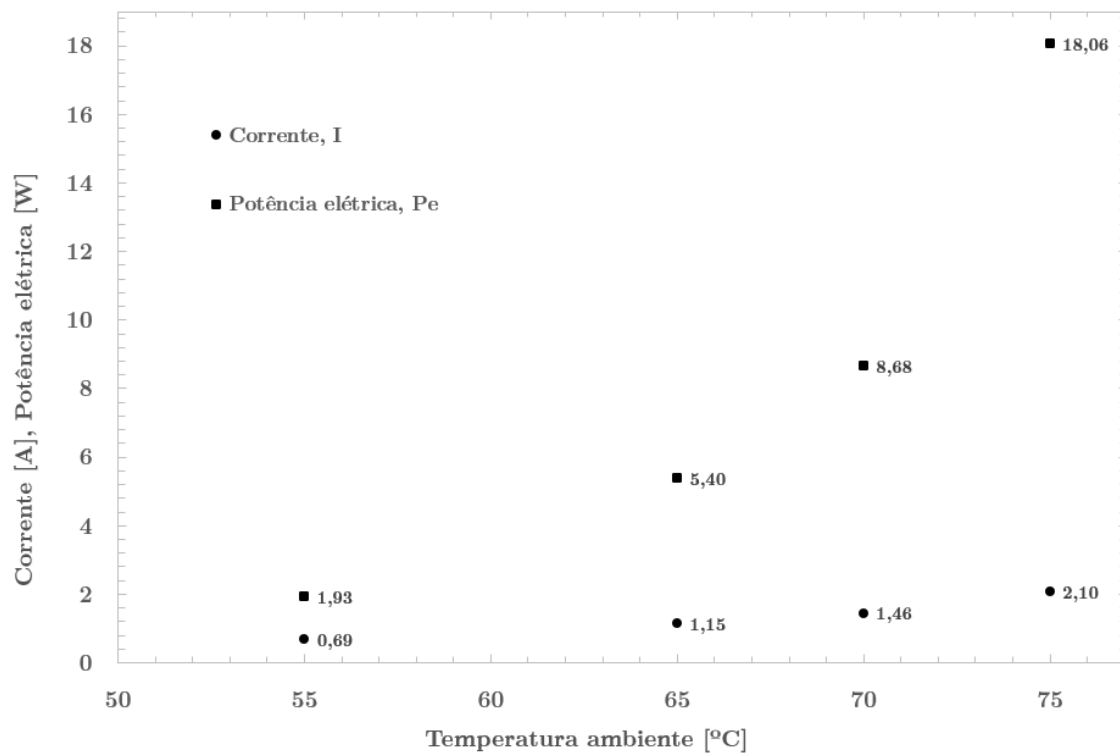


Figura 6.3: Corrente, calor absorvido do lado frio e libertado do lado quente em função da temperatura ambiente.

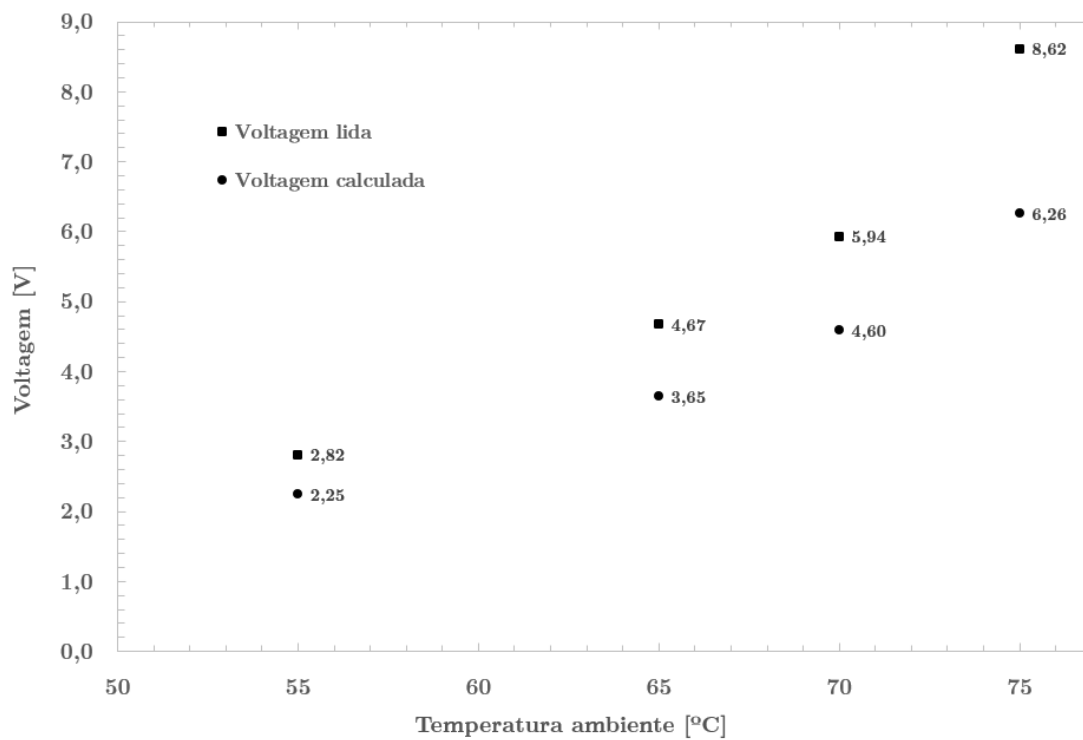


Figura 6.4: Comparação entre os valores teóricos e experimentais da voltagem e potência elétrica.

Constata-se que os valores de voltagem lidos pelo aparelho diferem dos valores calculados entre 20 a 30%, sendo que a diferença se acentua para maiores temperaturas ambiente. Relembra-se que a voltagem depende da resistência elétrica do dispositivo TEC e, ao calcular a voltagem expectável utiliza-se o valor fornecido pelo fabricante ($2,2 \Omega$). No entanto, o material das pastilhas é semicondutor, o que significa que a sua resistência elétrica varia com a temperatura. Assim, calcular uma voltagem teórica utilizando um valor constante de $2,2 \Omega$ para a resistência implica incorrer sempre num erro. Nas secções que se seguem, analisa-se de novo este problema.

6.1.2 Comparação com os valores analíticos e numéricos

Na tabela 6.2 apresentam-se os valores dos resultados da análise analítica, numérica e experimental, para uma temperatura ambiente de 65°C e uma corrente de 1,15 A. São comparadas as temperaturas lidas pelo sensor, bem como a voltagem, o COP, a potência elétrica e a potência calorífica absorvida do lado frio, $\dot{Q}_c$, e libertada do lado quente, $\dot{Q}_h$.

Tabela 6.2: Comparação dos resultados analíticos, numéricos e experimentais para o sistema A. Os valores experimentais com um asterisco foram calculados a partir dos valores medidos.

Temperatura ambiente: 65°C			
	Analítico	Numérico	Experimental
I [A]	1,15	1,15	1,15
Temperatura lida no sensor do lado frio [$^\circ\text{C}$]	23,1	21,4	30,0
Temperatura lida no sensor do lado quente [$^\circ\text{C}$]	69,1	69,7	69,0
Potência calorífica absorvida no lado frio, $\dot{Q}_c$ [W]	1,30	1,05	2,9*
Potência calorífica libertada no lado quente, $\dot{Q}_h$ [W]	5,79	5,58	7,15*
Voltagem [V]	3,91	3,45	4,67
Potência elétrica [W]	4,49	4,54	5,4*
COP	0,29	0,23	0,54*

Embora os valores das análises analítica e experimental não difiram significativamente entre si, o mesmo não se pode afirmar dos valores experimentais, pois tanto o modelo analítico como o modelo numérico apresentam valores mais otimistas do que o que se verifica na realidade, como se observa na tabela anterior e nas figuras 6.5 e 6.6, onde são comparados os valores analíticos, numéricos e experimentais.

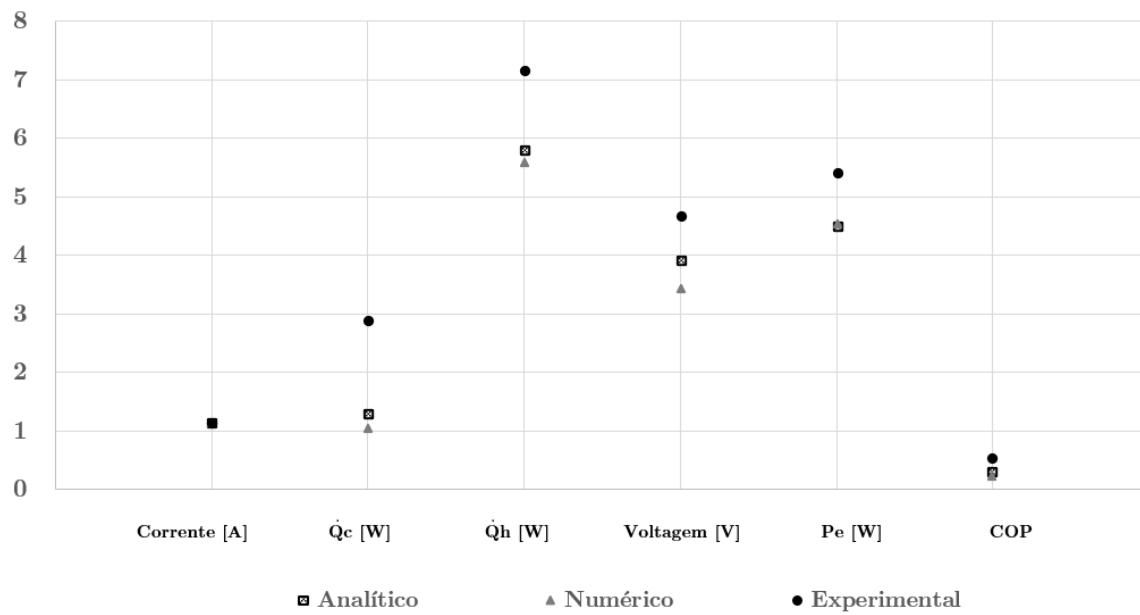


Figura 6.5: Comparação entre os valores analíticos, numéricos e experimentais do calor absorvido no lado frio e libertado no lado quente, voltagem, potência elétrica e COP para 65°C e $I=1,15$ A.

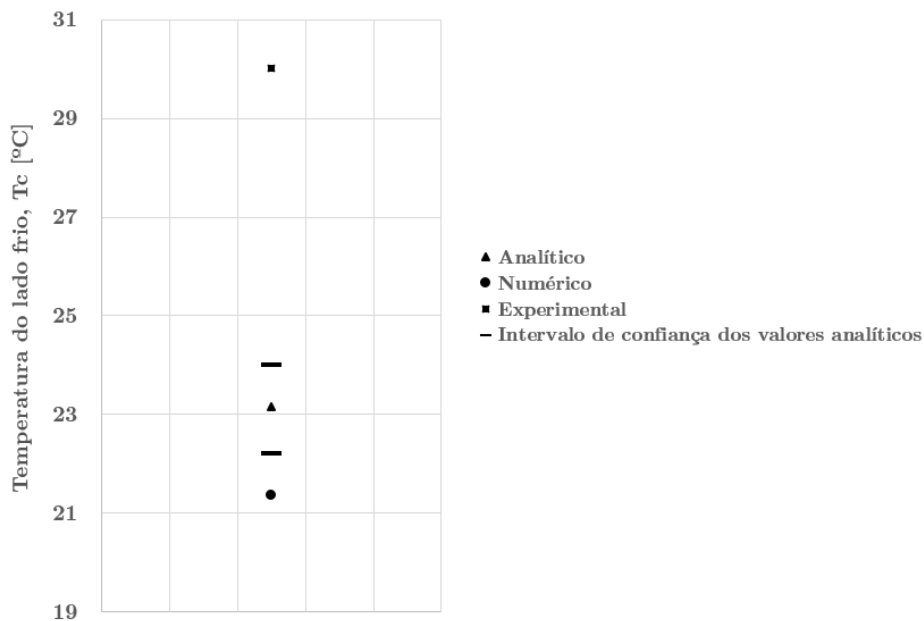


Figura 6.6: Comparação entre os valores analíticos, numéricos e experimentais da temperatura do lado frio, 65°C e $I=1,15$ A.

A discrepância observada nas temperaturas pode ser atribuída a vários fatores:

- Influência de elementos exteriores: A câmara climática possui um ventilador integrado que, dependendo da posição do sensor, pode ter uma influência elevada nas temperaturas registadas, já que todo o sistema está em contacto direto com a temperatura ambiente.

- Utilização de um valor errado para a resistência elétrica: Uma vez que a resistência elétrica do TEC varia com a temperatura, utilizar $R_{elTEC} = 2,2\Omega$ como um valor constante nas análises analítica e numérica e não ter em conta essa variação implica obter valores que não serão fieis à realidade. Mais uma vez, surge a necessidade de calcular a resistência elétrica do TEC.
- Temperatura da câmara: A câmara climática onde os testes experimentais foram realizados pode não ter estabilizado a 65°C no sítio onde se situou o sensor em estudo, ou seja, apesar de ter registado 65°C no termómetro que indica a sua temperatura, o sensor poderia não estar exposto exatamente a 65°C.
- Erros de leitura: É possível que os sensores de temperatura, no teste experimental, não estivessem colocados exatamente nas posições previstas nas análises analíticas e numéricas, sendo que desse modo a temperatura lida experimentalmente não seria medida no mesmo ponto calculado nas mesmas. É igualmente possível que os sensores estivessem a sofrer efeitos da radiação ambiente uma vez que nenhuma proteção foi utilizada. Caso a temperatura esteja mal medida, o mesmo vai suceder com tudo o que dela depende.
- Limitações dos modelos analíticos e numéricos: Tanto o modelo analítico como o modelo numérico não retratam na totalidade a situação real do sistema, quer por diferenças nas propriedades dos materiais (condutividade térmica, por exemplo), quer pelas aproximações realizadas (no cálculo da velocidade e do coeficiente de convecção natural e forçada). Ainda assim, tal não explica a diferença elevada entre resultados.

6.2 Sistema B

O sistema B foi testado experimentalmente com a mesma geometria que o modelo criado no Ansys (figura 5.11), com a exceção da adição de um sensor de temperatura entre o cubo de fixação dos lasers e a placa de pressão. O sensor utilizado foi um termístor NTC de tamanho compacto, de maneira a que a sua existência tivesse a menor influência possível na geometria do sistema, tendo-se localizado uma das extremidades do mesmo entre a placa de pressão e o cubo de inserção dos lasers e a outra extremidade na base do dissipador, sendo possível observar a posição das mesmas na figura 6.10. Apresenta-se, nas figuras 6.7 e 6.8, a configuração utilizada no teste, onde se pode observar o ventilador, o dissipador e as duas proteções do sistema. Uma vez que não é possível visualizar o interior da proteção, já que esta se encontra selada, apresenta-se o cubo de inserção dos lasers isoladamente na figura 6.9. É de realçar que a localização e geometria dos restantes componentes (TEC, placa de pressão, parafusos) se mantém inalterada em relação ao teste do sistema A.

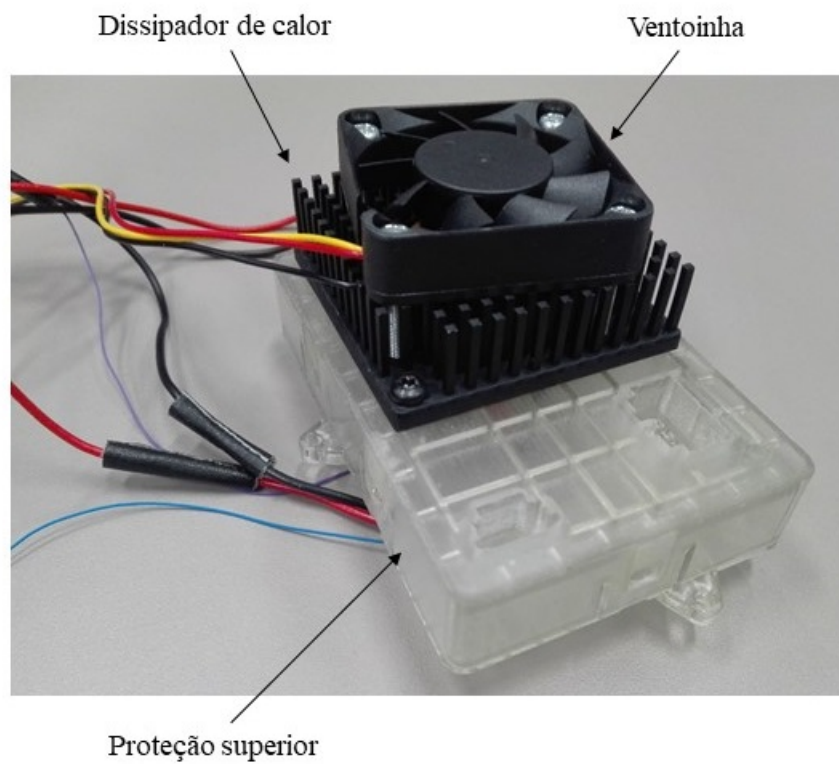


Figura 6.7: Modelo utilizado no teste experimental.

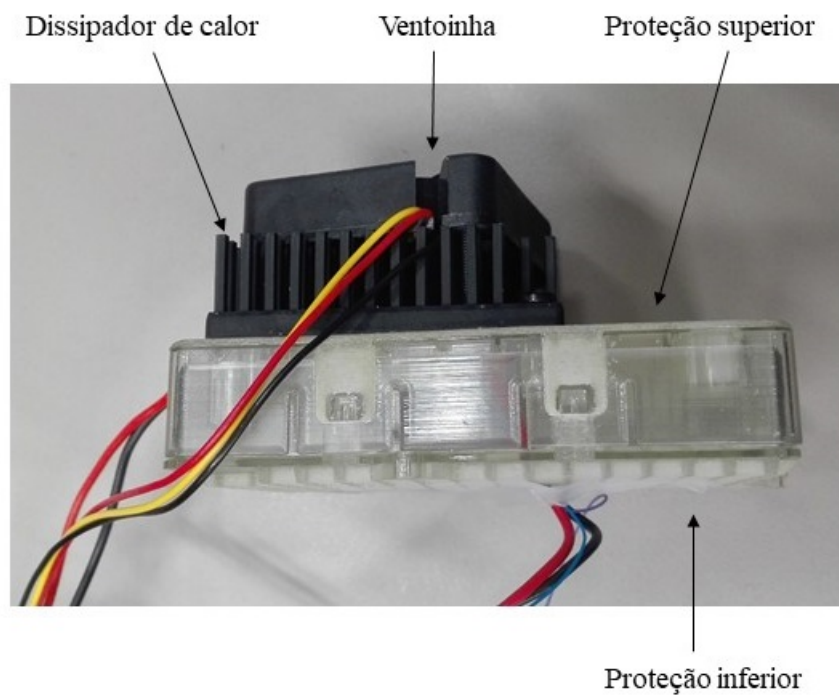


Figura 6.8: Vista de lado do modelo utilizado no teste experimental.

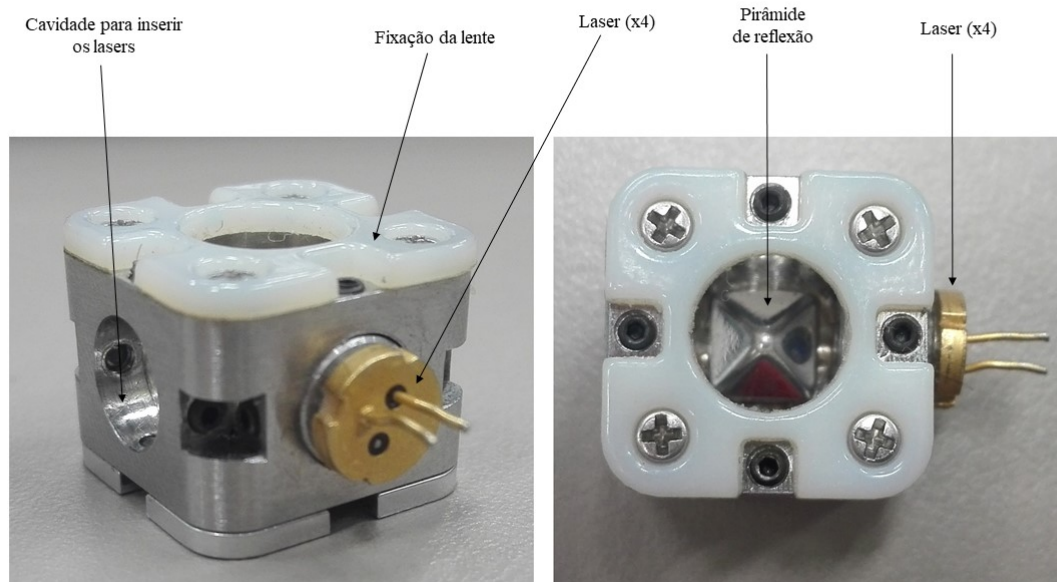


Figura 6.9: Cubo metálico de inserção dos lasers, com pirâmide refletora e um laser (sendo que no total seriam 4, um em cada face)

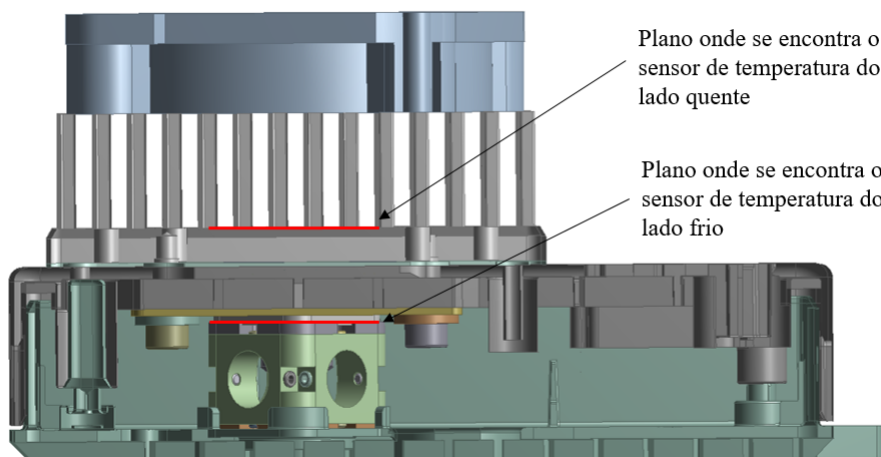


Figura 6.10: Representação da posição dos sensores de temperatura (vista de corte).

A fonte de alimentação possui dois canais e foi configurada para fornecer uma voltagem máxima de 12 V e uma corrente máxima de 2,5 A. Apenas se utilizou um canal da fonte de alimentação, ao qual se ligou o controlador do TEC e o ventilador. Como se forneceu a voltagem máxima ao ventilador, a sua velocidade de rotação atingiu o valor máximo.

Foram realizados 3 testes, que diferiram entre si apenas na temperatura estabelecida na câmara, sendo que as 3 temperaturas de câmara estudadas foram 65, 70 e 75°C. De seguida, estabeleceu-se

a temperatura do lado frio como sendo 30°C e registaram-se os valores de corrente fornecidos ao TEC para atingir este valor. Numa primeira fase de cada teste, forneceram-se valores de corrente ao sistema e registou-se a temperatura obtida tanto do lado frio como do lado quente do sistema. Cada teste foi dividido em 2 fases:

1. Fase 1: Controlo de corrente. Fornecem-se valores de corrente e regista-se a temperatura obtida do lado frio para cada valor de corrente. Para 65°C forneceram-se valores de corrente entre 0,7 e 1,9 A e para 70°C e 75°C aumentou-se a gama de valores de corrente, de maneira a obter resultados que abrangessem um conjunto mais alargado de valores, tendo-se então fornecido uma gama de valores de corrente entre os 0,5 e os 2,1 A.
2. Fase 2: Controlo de temperatura. Definiu-se uma temperatura objetivo do lado frio de 30°C e registou-se qual o valor de corrente necessário para esse valor ser atingido.

Apresenta-se, em suma, a metodologia adotada para 65°C, sendo que para 70°C e 75°C o método foi o mesmo, tendo apenas mudado os valores.

1. Estabelecer a temperatura da câmara climática para 65°C e aguardar até esta atingir estabilização (não variar mais que 0,5°C).
2. Iniciar controlo de corrente: Fornecer 0,7 A, esperar até que a temperatura lida estabilize (não variar mais que 0,05°C) e registar temperatura.
3. Fornecer 0,9 A e repetir o processo até 1,9 A.
4. Iniciar controlo de temperatura: Definir temperatura objetivo de 30°C no lado frio do TEC.
5. Esperar que a temperatura do lado frio atinja estabilização nos 30°C (não variar mais que 0,01°C) e registar valor de corrente.

Na secção 6.2.1 apresentam-se os resultados que se consideraram relevantes para este estudo.

6.2.1 Apresentação e análise dos resultados experimentais

Para a primeira fase do teste, controlo de corrente, apresentam-se os resultados para 65°C na tabela 6.3. Realizou-se um ajuste polinomial às funções das temperaturas do lado frio e quente para 65°C, 70°C e 75°C, como se pode observar nas figuras 6.11, 6.12 e 6.13. Foram utilizadas as expressões apresentadas no capítulo 2 para calcular a potência absorvida no lado frio, $\dot{Q}_c$, no lado quente, $\dot{Q}_h$, a potência elétrica fornecida, P_e e o COP com base nas variáveis medidas, como foi feito nos capítulos anteriores.

Tabela 6.3: Resultados experimentais do sistema B para 65°C.

Corrente [A]	Voltagem [V]	T _c [°C]	T _h [°C]	Δ (T _h -T _c)	Potência calorífica	Potência calorífica	Potência elétrica	COP
0,70	3,1	34,5	66,1	31,6	1,1	2,8	1,7	0,5
0,74	3,2	33,5	66,3	32,8	1,2	3,1	1,9	0,5
0,78	3,4	32,6	66,5	33,9	1,3	3,4	2,1	0,5
0,82	3,5	31,5	66,7	35,3	1,3	3,6	2,3	0,5
0,86	3,7	30,5	66,9	36,5	1,4	3,9	2,5	0,4
0,90	3,8	28,7	66,2	37,5	1,5	4,2	2,7	0,4
0,94	3,9	26,8	65,4	38,5	1,6	4,5	3,0	0,4
0,98	4,1	25,3	64,8	39,5	1,6	4,9	3,2	0,4
1,30	5,2	18,0	64,8	46,8	2,3	7,7	5,4	0,3
1,60	6,2	13,4	65,5	52,1	2,8	10,8	8,0	0,3
1,90	7,2	10,8	66,9	56,2	3,4	14,3	11,0	0,2

Como se verifica ao comparar as figuras 6.11, 6.12 e 6.13, o comportamento do TEC é semelhante em qualquer temperatura ambiente, facto que já era expectável visto que não se prevê que o seu modo de funcionamento se altere com a temperatura ambiente. O aumento da gama de corrente fornecida nos testes de 70°C e 75°C contribuiu para a obtenção de uma compreensão mais alargada do comportamento do TEC para correntes mais diminutas.

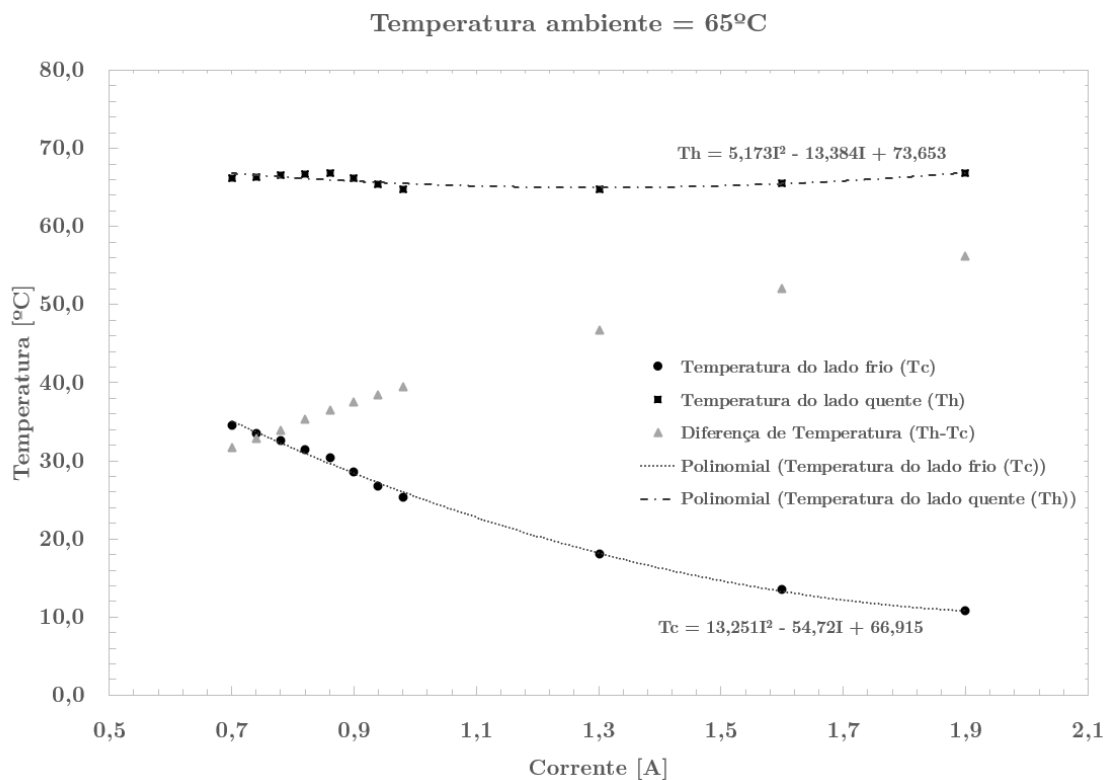


Figura 6.11: Variação da temperatura com a corrente, para 65°C.

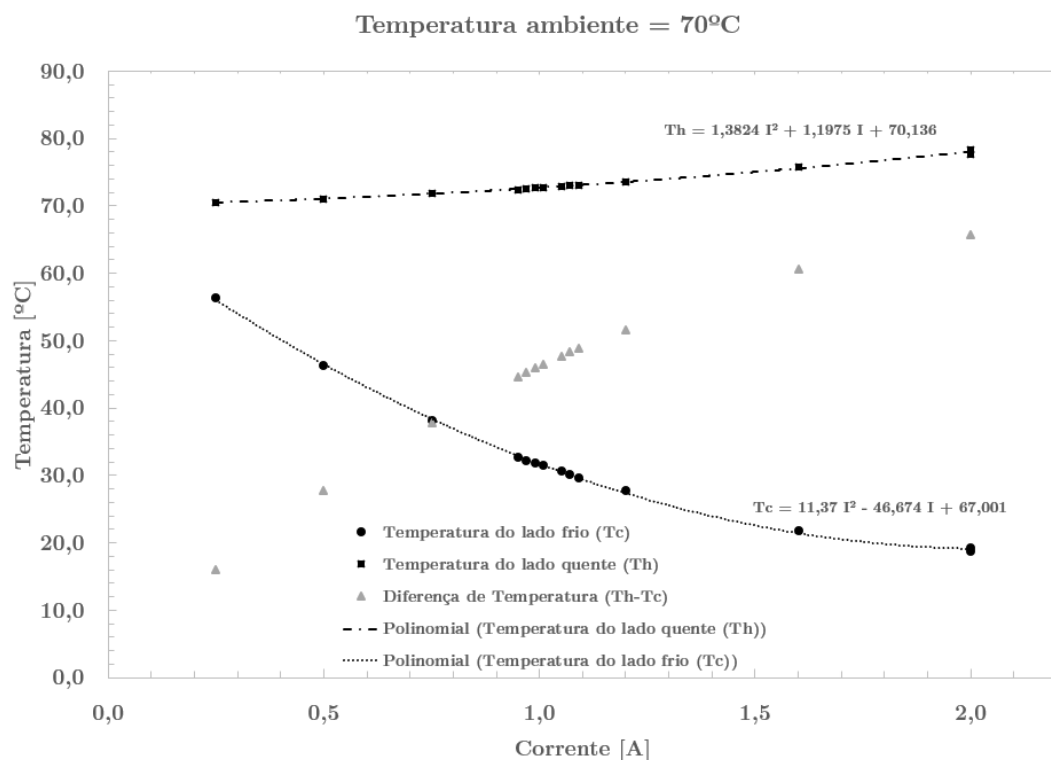


Figura 6.12: Variação da temperatura com a corrente, para 70°C.

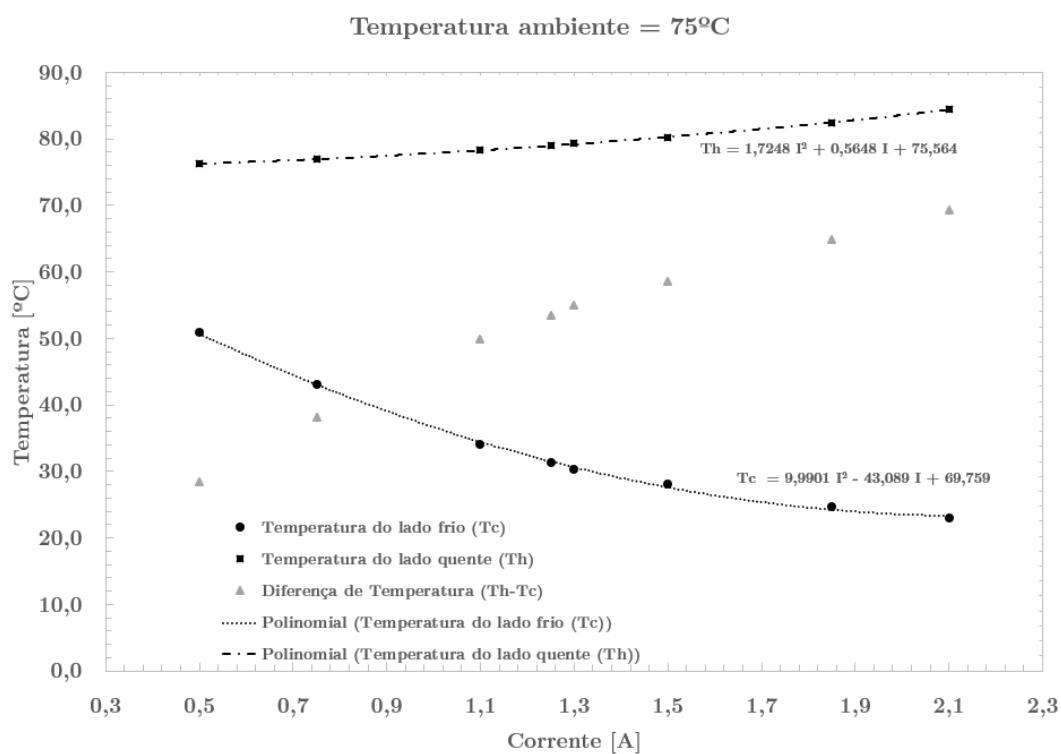


Figura 6.13: Variação da temperatura com a corrente, para 75°C.

Para saber qual é a corrente que é necessária fornecer para garantir uma temperatura do lado frio de 30°C, pode-se utilizar os ajustes polinomiais para T_c obtidos nas figuras 6.11, 6.12 e 6.12 (ajustes obtidos através dos resultados correspondentes ao modo de controlo de corrente) e calcular qual seria a corrente para a qual corresponderiam 30°C para 65, 70 e 75°C de temperatura ambiente, respetivamente. É possível fazer este cálculo com um grau de certeza elevado porque, como se verifica pelas figuras, o ajuste apresenta um desvio muito pequeno na zona dos 30°C, pelo que não se incorre num erro significativo. Na tabela 6.4 registam-se estes valores, assim como os valores de corrente lidos no teste experimental quando se definiu uma temperatura objetivo no lado frio de 30° (modo controlo de temperatura). Comparam-se, assim, os resultados para modo controlo de corrente e modo controlo de temperatura do controlador.

Tabela 6.4: Valores obtidos através de ajuste polinomial e experimentalmente para a corrente a 65, 70 e 75°C, para uma temperatura objetivo de 30°C no lado frio

T_{amb} [°C]	$T_{objetivo}$ [°C]	Corrente (ajuste polinomial) [A]	Corrente (experimental) [A]
65 °C	30,0	0,85	0,88
70 °C	30,0	1,08	1,05
75 °C	30,0	1,28	1,29

Fazendo a comparação entre os valores obtidos através do ajuste polinomial (controlo de corrente) e através do controlo de temperatura, pode-se concluir que a segunda fase dos testes validou não só os resultados da primeira, mas também as aproximações matemáticas realizadas com base nestes. Na figura 6.14 observa-se a evolução da diferença de temperaturas, $T_h - T_c$, em relação à corrente fornecida. Constata-se que, para o mesmo valor de corrente, a diferença entre as temperaturas do lado quente e frio é muito semelhante independentemente da temperatura ambiente.

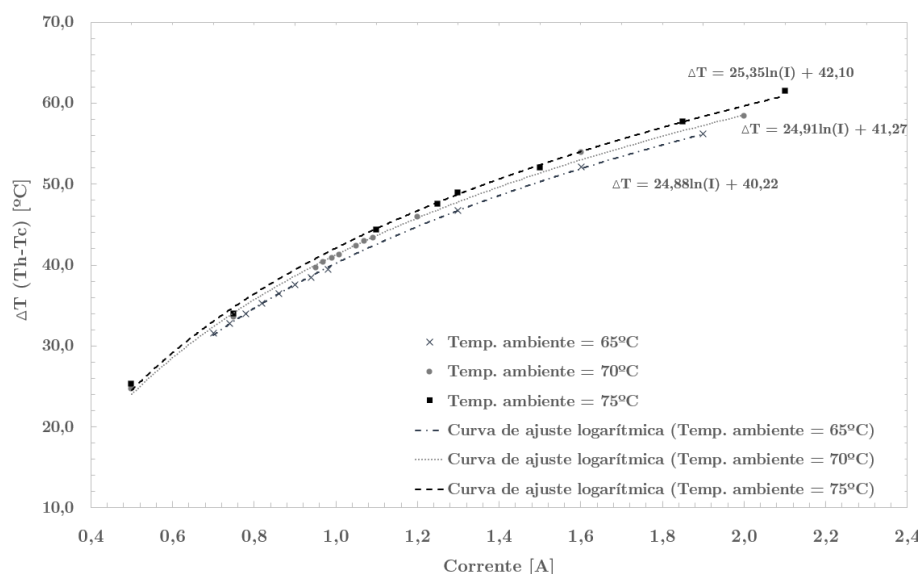


Figura 6.14: Variação da diferença de temperaturas em função da corrente e da temperatura ambiente.

Foi igualmente alvo de análise, na figura 6.15, a evolução da potência dissipada devido ao efeito de Joule em comparação com a potência utilizada para arrefecer, bem como a evolução do COP, para 65, 70 e 75°C. Os valores são referentes a uma temperatura do lado frio de 30°C.

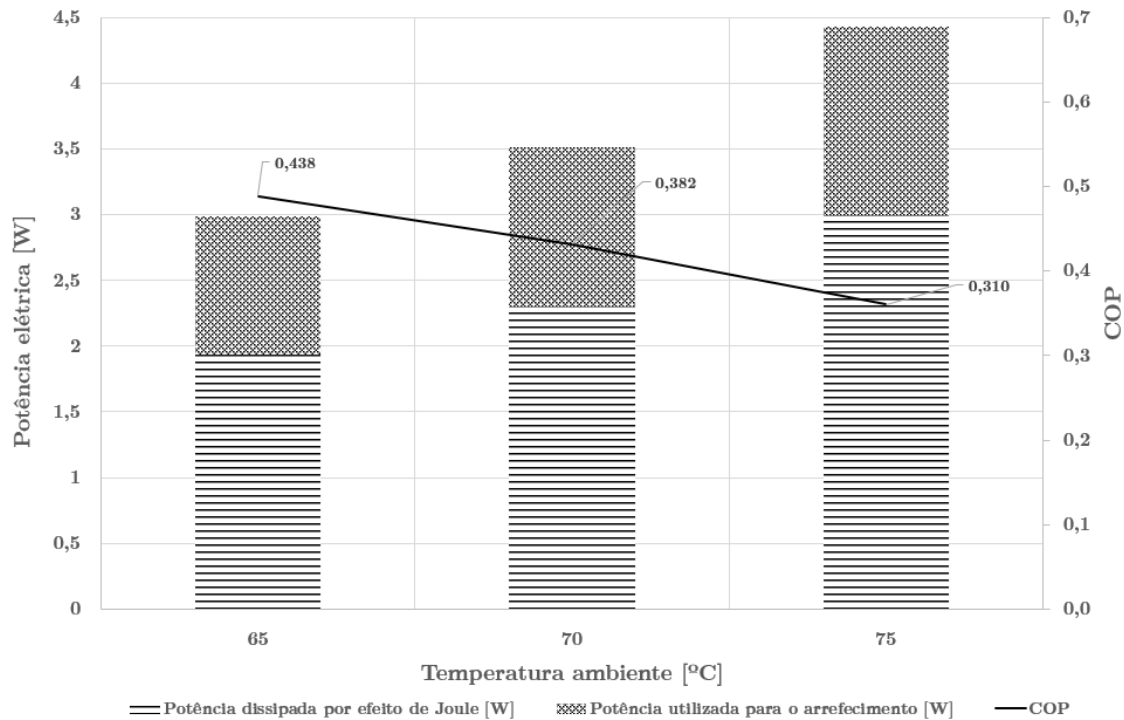


Figura 6.15: Evolução do COP em função da corrente.

Através da mesma, verifica-se que o COP diminui com o aumento da temperatura ambiente, atingindo um valor de 0,3 para 75°C. Isto acontece porque com o aumento da temperatura ambiente é também necessário absorver mais energia do lado frio, o que resulta numa maior dissipação por efeito de Joule, como também se constata pelo gráfico anterior, sendo que, para 75°C, a energia dissipada por efeito de Joule é duas vezes maior que a energia que é efetivamente utilizada para arrefecer.

Para um dispositivo TEC, os valores convencionais do COP situam-se entre os 0,3 e os 0,7 [50], ou seja, a 75°C o dispositivo já se encontra no limite do intervalo de valores usuais. Isto significa que, para temperaturas ambiente superiores a 75°C, será necessário fornecer uma potência muito elevada em comparação com a energia que será utilizada para o arrefecimento. Assim, não se recomenda a utilização deste sistema para arrefecer o lado frio até 30°C em temperaturas ambiente superiores a 75°C, na medida em que tal seria um processo muito pouco eficiente.

6.2.2 Comparação com a análise numérica

De maneira a testar a validade do modelo numérico do sistema B descrito no capítulo 5, comparam-se os valores obtidos numericamente com os valores experimentais, sendo que os resultados se encontram na tabela 6.5 e no gráfico 6.16. No teste experimental, foram fornecidas várias

correntes e mediu-se a voltagem e a temperatura medida pelo sensor no lado frio e pelo sensor no lado quente. A partir desses valores foi calculada $\dot{Q}_c, \dot{Q}_h, P_e$ e o COP e, na análise numérica, também se forneceram várias correntes e obtiveram-se as temperaturas do lado quente e frio e a voltagem, tendo-se depois calculado Q_c, Q_h, P_e e o COP.

Tabela 6.5: Comparação entre os valores numéricos e experimentais obtidos para o sistema B.

Temperatura ambiente: 65°C												
Corrente [A]	0,74		0,82		0,90		0,98		1,30		1,60	
	Exp.	Num.	Exp.	Num.	Exp.	Num.	Exp.	Num.	Exp.	Num.	Exp.	Num.
Temp. lida no sensor do lado frio [°C]	33,5	29,6	31,5	26,9	28,7	24,4	25,3	21,8	13,4	13,4	10,8	6,7
Temp. lida no sensor na base do dissipador [°C]	66,3	66,4	66,7	66,8	66,2	67,2	64,8	67,5	64,8	69,4	65,5	71,4
Voltagem [V]	3,2	2,4	3,5	2,6	3,8	2,8	4,1	3,0	5,2	3,9	6,2	4,7
Potência calorífica absorvida no lado frio, $\dot{Q}_c$ [W]	1,2	0,5	1,3	0,6	1,5	0,6	1,6	0,6	2,3	0,7	2,8	0,6
Potência calorífica libertada no lado quente, $\dot{Q}_h$ [W]	3,1	2,5	3,6	3,0	4,2	3,5	4,9	4,0	7,7	6,5	10,8	9,2
Potência elétrica [W]	1,9	2,0	2,3	2,4	2,7	2,9	3,2	3,4	5,4	5,8	8,0	8,6
COP	0,6	0,3	0,6	0,2	0,5	0,2	0,5	0,2	0,4	0,1	0,4	0,1

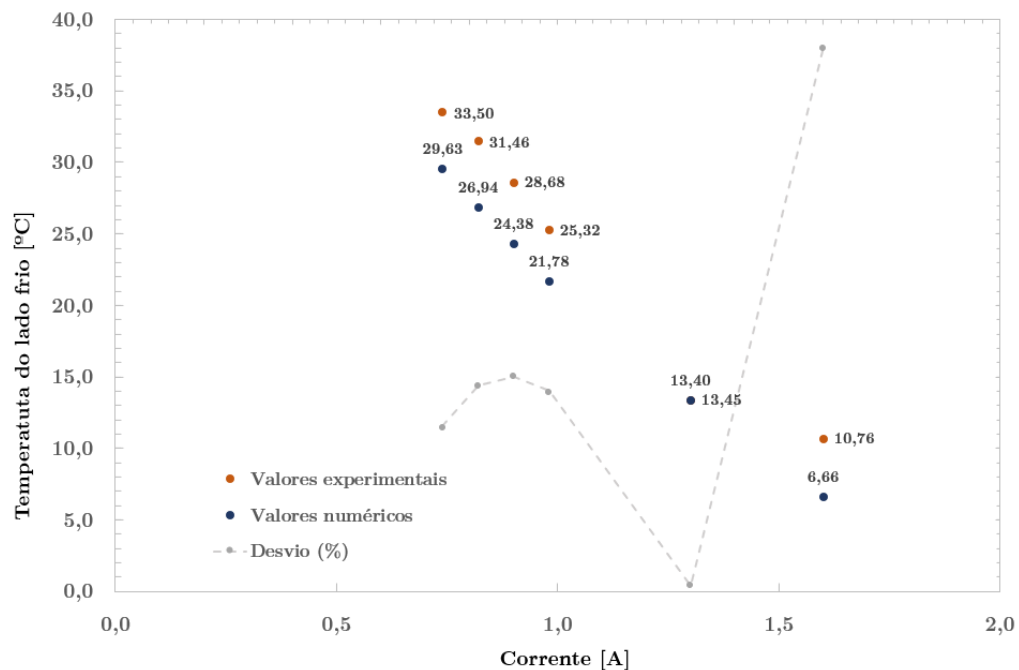


Figura 6.16: Comparação entre os valores experimentais e numéricos da temperatura lida no sensor do lado frio, para o sistema B.

Em relação ao sistema A, o sistema B já não apresenta uma diferença tão grande entre os valores de temperatura experimentais e numéricos, o que comprova que, grande parte da diferença obtida na comparação feita em 6.1.2 se deveu à influência de elementos exteriores, como o ventilador e até mesmo a posição dos sensores. No entanto, ainda se observa uma diferença significativa

nos valores de temperatura do lado frio para valores de corrente mais elevados, como se verifica no gráfico 6.16. Através deste mesmo gráfico é possível retirar que, efetivamente, o desvio (calculado através da expressão: $\frac{|T_{exp}-T_{num}|}{T_{exp}}$) aumenta com a corrente, excepto para 0,98 A e 1,3 A. Possivelmente, esta quebra no padrão deve-se às medições experimentais que foram realizadas, e não aos resultados das simulações. Estas diferenças não são surpreendentes tendo em conta que se está a comparar um modelo com aproximações ao caso real, no entanto, coloca-se a hipótese da resistência elétrica estar a influenciar os resultados.

6.2.3 Comparação com o sistema A

Como já foi referido, os sistemas A e B diferem na sua geometria por causa da proteção do sensor e do cubo de inserção dos lasers. Para uma temperatura no lado frio de 30°C, foram comparados os valores de corrente necessária, temperatura do lado quente, e voltagem para temperaturas ambiente de 65°C, 70°C e 75°C.

Tabela 6.6: Resultados do teste experimental realizado ao sistema A (valores lidos).

Temperatura no lado frio: 30°C			
Temperatura da câmara [°C]	Parâmetro	Sistema A	Sistema B
65	Corrente [A]	1,15	0,88
	Voltagem lida [V]	4,67	3,76
	Temp. lado quente [°C]	69,0	67,1
70	Corrente [A]	1,46	1,05
	Voltagem lida [V]	5,94	4,47
	Temp. lado quente [°C]	78,6	72,4
75	Corrente [A]	2,10	1,29
	Voltagem lida [V]	8,62	5,50
	Temp. lado quente [°C]	88,1	78,9

Para atingir 30°C na face fria, o sistema B apenas necessita de uma corrente de 0,88 A, enquanto que o sistema A requer uma corrente de 1,15 A. A voltagem lida no sistema B é também menor que a voltagem do sistema A, assim como a temperatura do lado frio. Através destes valores, é possível compreender o impacto da adição da proteção e do cubo no sistema. A proteção, naturalmente, contribui para o isolamento dos sensores da temperatura ambiente, o que por sua vez diminui a quantidade de calor que é necessário ser absorvido do lado frio. O cubo, ao se encontrar sob pressão devido à proteção, pressiona também o sensor de temperatura do lado frio, melhorando o contacto e protegendo o sensor da radiação proveniente do ambiente.

6.3 Resistência elétrica do TEC

Como se verificou com as incertezas associadas ao cálculo analítico e com os resultados experimentais de A e B, a resistência do TEC é um fator que influencia os resultados lidos, portanto, é essencial perceber como é que esta varia. Assim, tentou-se calcular a resistência elétrica do TEC utilizando valores do teste experimental do sistema B. Depois, recalcularam-se os resultados analíticos com recurso ao programa do EES utilizado para o sistema A.

Primeiramente, utilizam-se os resultados de T_c e T_h lidos no teste experimental do sistema B e calculam-se os valores de voltagem que deveriam ser obtidos (utilizando a resistência de $2,2 \Omega$ fornecida pelo fabricante), através da equação 2.15. A partir dessa voltagem obtida calcula-se também a potência elétrica, tal como foi feito para o sistema A. Depois, comparam-se, na figura 6.17, os valores de voltagem e potência elétrica fornecida reais com os calculados, para o sistema B.

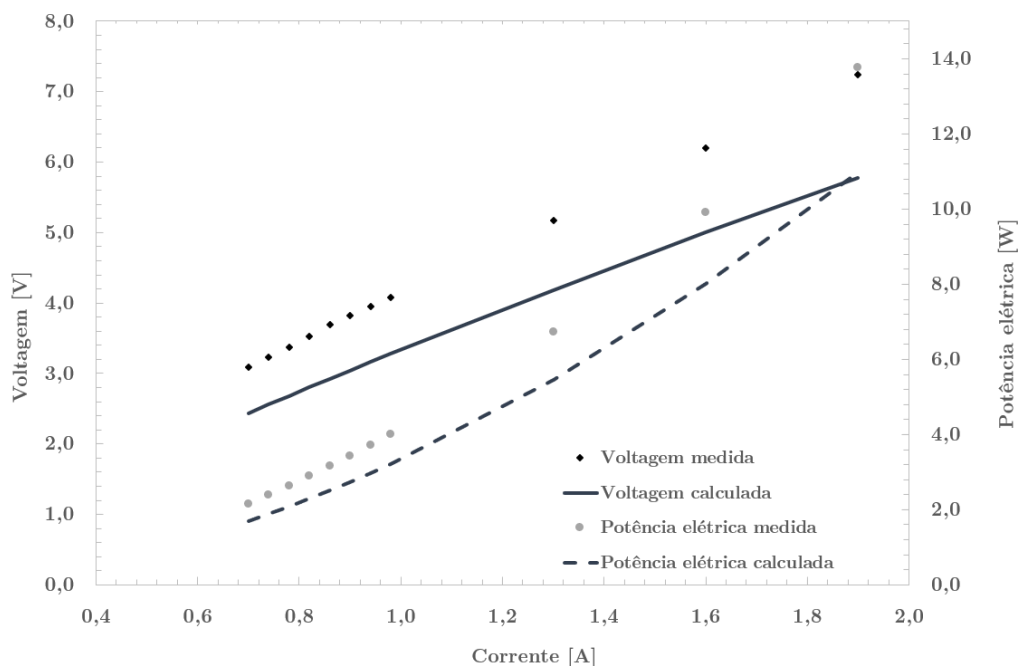


Figura 6.17: Comparação da voltagem e potência elétrica fornecida reais com a voltagem e potência elétrica calculadas, a 65°C de temperatura ambiente e para o sistema B.

À semelhança do que acontece com o sistema A, verifica-se uma discrepância entre os valores de voltagem calculada e real, sendo que a diferença relativa entre os valores medidos e calculados da voltagem é constante, apresentando um valor de cerca de 20%. Tal indica que a causa do desvio é um erro sistemático, pelo que se deve ter em conta diversos cenários, como por exemplo a possibilidade da existência de erros sistemáticos no controlador que mediu a voltagem do aparelho durante os testes, resultando numa leitura errada. Para verificar a validade desta hipótese, realizou-se um teste aos valores medidos utilizando um voltímetro, em vez do controlador. O voltímetro apresentou os mesmos valores que o controlador, o que permitiu descartar a hipótese de tal ser

um erro de leitura. Deste modo, a hipótese mais provável é a do valor utilizado para calcular teoricamente a resistência elétrica não estar correto.

Como já foi referido nas secções 4.4 e 6.1, o material das pastilhas é semicondutor pelo que é expectável que a resistência elétrica das mesmas varie com a temperatura média do TEC. Assim, utilizar apenas o valor de $2,2 \Omega$, como foi dado pelo fabricante, pode não ser a abordagem que melhor retrata a situação real. Calculou-se então a resistência elétrica real do TEC, tendo-se para tal utilizado a equação 2.15 rearranjada, originando a equação 6.1.

$$R_{elet_{tec}} = \frac{V - (S_{tec}(T_h - T_c))}{I} \quad (6.1)$$

Sendo medidos os valores de V , T_h , T_c e I através do teste experimental do sistema B e sabendo o coeficiente de Seebeck através do valor fornecido pelo fabricante, que não é expectável que varie significativamente nesta gama de temperaturas, calcula-se a resistência elétrica do TEC. De seguida, traça-se o gráfico da resistência em função da temperatura média do TEC ($T_{med} = \frac{T_h + T_c}{2}$), apresentando-se o mesmo na figura 6.18.

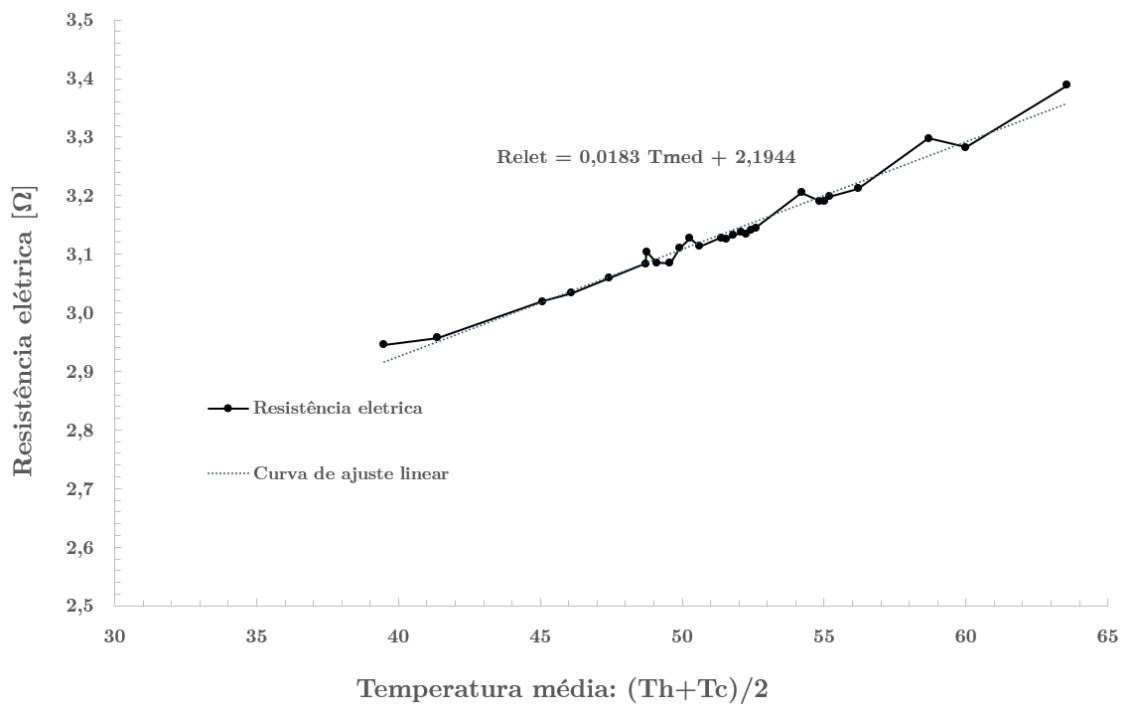


Figura 6.18: Resistência elétrica do TEC em função da diferença de temperaturas para os ensaios a 65, 70 e 75°C de temperatura ambiente.

Como se verifica, a resistência elétrica aumenta com a temperatura média do TEC. Assim sendo, utilizar a mesma resistência em todos os cálculos consiste numa aproximação que resulta em erros entre a voltagem que se espera obter e a voltagem que efetivamente se obtém, como se verificou nos resultados experimentais obtidos tanto do sistema A como do sistema B. Como está representado na figura 6.18, foi realizado um ajuste linear à função resistência *versus* temperatura

média do TEC, T_{med} [°C], e obteve-se a função que melhor traduz os dados obtidos, sendo ela:

$$R_{ele_{TEC}} = 0,0183T_{med} + 2,1944 \quad (6.2)$$

Com esta equação para a resistência, recalcularam-se os resultados da análise analítica ao sistema A efetuada no capítulo 4. No programa do EES, adaptaram-se as equações de Q_c e Q_h (equações 2.12 e 2.13, respetivamente), substituindo $R_{ele_{TEC}}$ por resistências que variam consoante a temperatura média nas faces fria e quente do TEC, $R_{ele_{ladofrio}}$ e $R_{ele_{ladoquente}}$, respetivamente. As equações 6.3, 6.4, 6.5 e 6.6 apresentam a nova formulação. As temperaturas T_c e T_h , são as temperaturas no lado frio e quente e correspondem às temperaturas nos pontos 5 e 6 da figura 4.15, respetivamente.

$$Q_{c_{novo}} = S_{Tec}T_cI - K_{Tec}\Delta T - 0,5 \times R_{ele_{ladofrio}} \times I^2 \quad (6.3)$$

$$Q_{h_{novo}} = S_{Tec}T_hI - K_{Tec}\Delta T - 0,5 \times R_{ele_{ladoquente}} \times I^2 \quad (6.4)$$

$$R_{ele_{ladofrio}} = 0,0183 \times \left(T_c + \frac{T_c + T_h}{2}\right) + 2,1944 \quad (6.5)$$

$$R_{ele_{ladoquente}} = 0,0183 \times \left(T_h + \frac{T_c + T_h}{2}\right) + 2,1944 \quad (6.6)$$

Desta maneira, a resistência elétrica no lado frio e quente é calculada tendo em conta a variação de temperatura ao longo do TEC (A temperatura utilizada para o cálculo é uma média entre a temperatura numa das faces e a temperatura no plano intermédio do TEC, como se verifica nas equações 6.5 e 6.6). Assim, o cálculo de todas as variáveis que dependem da resistência (como por exemplo Q_c , Q_h e a voltagem) passam a ter em conta a variação da resistência com a temperatura.

Na tabela 6.7 apresentam-se os novos resultados da análise, comparados com os resultados da análise analítica antiga (utilizando o valor constante de $2,2 \Omega$ para a resistência) e com os resultados experimentais para o sistema A. No anexo C apresenta-se a modificação realizada ao programa do EES, bem como os resultados para várias correntes a uma temperatura ambiente de 65°C.

Tabela 6.7: Comparação entre os resultados lidos da análise experimental, analítica com resistência constante e analítica com resistência variável, para 65°C de temperatura ambiente.

Temperatura ambiente: 65°C			
	Analítico com $R=2,2\ \Omega$	Analítico com R variável	Experimental
I [A]	1,15	1,15	1,15
Temperatura lida no sensor do lado frio [°C]	23,1	25,6	30,0
Temperatura lida no sensor do lado quente [°C]	69,1	69,6	69,0
Voltagem [V]	3,91	4,84	4,67
Potência elétrica [W]	4,49	5,57	5,40

Como se verifica, os resultados calculados com a nova formulação dada pelas equações 6.3, 6.4, 6.5 e 6.6 aproximam-se mais dos valores obtidos experimentalmente que os resultados com a resistência constante dada pelo fabricante.

Na figura 6.19 apresenta-se graficamente a comparação dos valores de voltagem resultantes da análise analítica do sistema A com a nova resistência calculada, com os da análise analítica com a resistência constante de $2,2\ \Omega$ e com os da análise experimental, para uma temperatura do lado frio de 30°C e várias temperaturas ambiente.

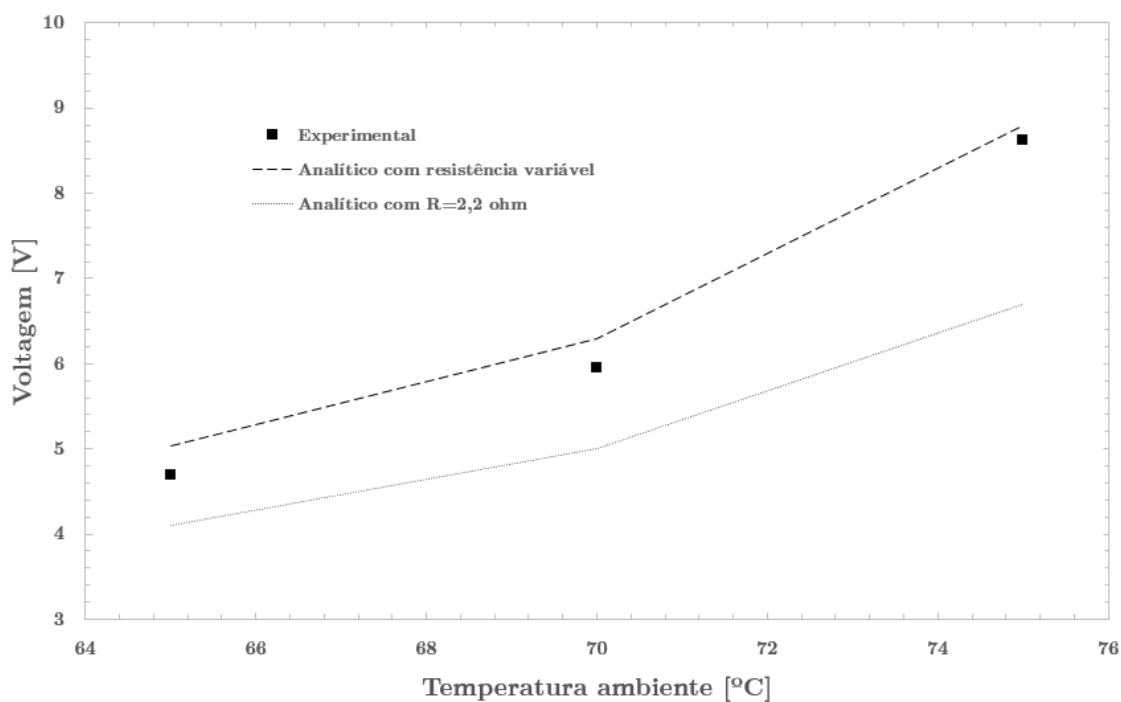


Figura 6.19: Comparação entre os valores de voltagem da análise experimental, analítica com resistência constante e analítica com resistência variável, para uma temperatura do lado frio de 30°C.

Constata-se que os valores da voltagem nova estão muito mais próximos da voltagem experimental do que os valores calculados com uma resistência constante, ainda que continue a existir uma pequena discrepância entre estes, que pode dever-se a fatores já enumerados na secção 6.1.2 ou ao valor utilizado do coeficiente de Seebeck, que foi dado pelo fabricante e pode não estar correto.

6.3.1 Determinação experimental da resistência do TEC

Com a equação 6.2 já se sabe que a resistência do TEC varia com a temperatura média do mesmo, e também se tem uma aproximação dos valores que esta assume para cada valor de temperatura média. Ainda assim, tentou-se medir a resistência experimentalmente, recorrendo a um multímetro e uma câmara climática. O procedimento consiste em inserir o TEC na câmara climática até que este se encontre todo à mesma temperatura e de seguida medir a resistência com recurso ao multímetro. Graças ao controlador é possível medir T_h e T_c , calculando assim a temperatura média e, deste modo, pode-se traçar a curva da resistência em função da temperatura média do TEC.

No entanto, este teste apresenta um problema: a resistência de um termoelemento só pode ser medida se for aplicada uma corrente alternada (AC). Isto porque o voltímetro, para medir, aplica uma corrente direta (DC) e, por muito pequena que esta seja, é formado um gradiente de temperatura graças à voltagem de Seebeck (termo $S_{Tec}(T_h - T_c)$) na equação 6.1, criando assim um erro no valor lido. Ou seja, ao utilizar um multímetro DC o utilizador está a calcular uma resistência superior à resistência real do aparelho. Quando se utiliza corrente alternada, a polaridade altera-se a cada meio ciclo e, como resultado, apenas voltagens de Seebeck insignificantes são formadas, anulando-se ao fim de um ciclo. Um multímetro AC não é um instrumento comumente utilizado, pelo que, apesar das tentativas, não foi possível obter nenhum disponível no laboratório com a câmara climática, impossibilitando assim a realização desta experiência com exatidão. Ainda assim, utilizou-se um multímetro DC (corrente aplicada: $I=0,005$ A) e mediu-se a resistência. Apesar destes valores serem superiores à realidade provavelmente pelas razões acima mencionadas, é possível obter uma curva que retrate o comportamento da resistência do TEC. Esta curva apresentará um desvio em relação à curva real (os valores serão superiores), no entanto, permite confirmar se a variação da resistência é o expectável pela equação 6.2 ou não. Os resultados apresentam-se na tabela 6.8 e na figura 6.20.

Tabela 6.8: Resultados para o cálculo experimental da resistência.

Temperatura ambiente [°C]	Temperatura do lado frio [°C]	Temperatura do lado quente [°C]	Temperatura média do TEC [°C]	Resistência medida [Ω]
25	25,9	25,5	25,7	4,9
40	40,9	40,6	40,75	6,1
70	70,4	69,9	70,15	10,5

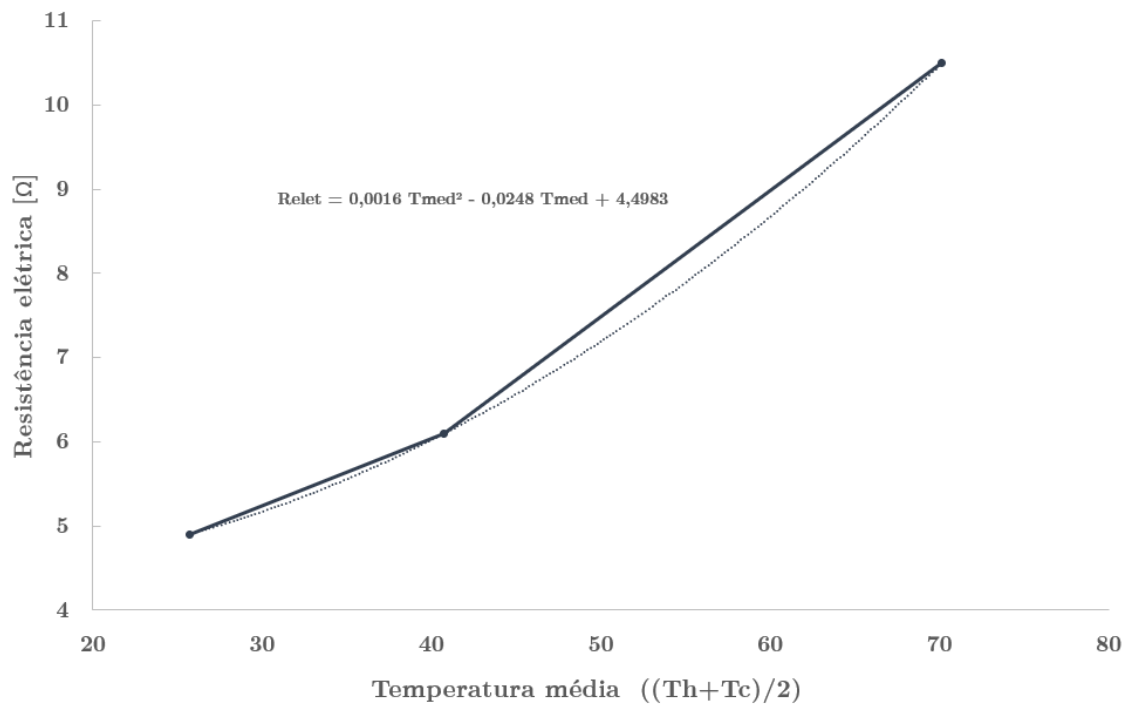


Figura 6.20: Evolução da resistência elétrica experimental com a temperatura.

Os resultados experimentais continuam a apresentar uma discrepância elevada em relação aos resultados obtidos através da equação 6.2 (por exemplo, para uma temperatura média de 40°C, a resistência dada pela equação 6.2 é de cerca de 3 Ω , no entanto, experimentalmente é de 6 Ω), pelo que se levanta a hipótese de que talvez a resistência elétrica do controlador influencie a resistência obtida e deve aprofundar esta análise no futuro. Ainda assim, confirma-se mais uma vez que a resistência do TEC varia significativamente com a temperatura.

Capítulo 7

Conclusões e trabalhos futuros

O objetivo principal deste estudo consistiu em analisar analítica, numérica e experimentalmente o sistema de gestão térmica implementado no sensor RCS (*Road Condition Sensor*), avaliando a viabilidade da sua utilização para temperaturas superiores a 65°C. Para esse fim, foram criados modelos analíticos e numéricos, tendo-se analisado a validade dos mesmos através de testes experimentais.

Apresentam-se neste capítulo as principais conclusões deste estudo, bem como sugestões para trabalhos que podem ser feitos posteriormente com potencial para dar continuidade ao processo de desenvolvimento e análise térmica do sensor RCS.

7.1 Conclusões

Grças à análise analítica é possível compreender que o coeficiente de transferência de calor por convecção forçada e a velocidade do escoamento no dissipador, bem como a resistência elétrica do TEC influenciam significativamente as temperaturas na face fria e quente do mesmo, pois para correntes elevadas, a incerteza do cálculo destes parâmetros resulta em incertezas que atingem os 4°C no cálculo das temperaturas.

Constata-se também que a energia transferida através dos parafusos é o parâmetro com a maior influência na carga térmica que é necessária absorver do lado frio, seguido da temperatura ambiente, sendo que a influência da potência dissipada pelos lasers é consideravelmente menor em comparação com estes dois parâmetros. Concluiu-se, após análise dos resultados analíticos, que para temperaturas ambiente superiores é necessário absorver uma maior quantidade de energia no lado frio e que a energia dissipada pelo efeito de Joule aumenta com a corrente, o que resulta numa diminuição do COP do TEC para correntes elevadas.

Através da análise numérica, verifica-se que, para correntes próximas do limite do TEC (3 A), a energia absorvida do lado frio diminui. Assim, conclui-se que o aparelho não deve ser utilizado com correntes próximas do seu limite, caso contrário o processo de arrefecimento é bastante ineficiente. Constata-se também, através da comparação entre os sistemas A e B, que ao incluir a proteção completa do sensor (proteção inferior e superior) no sistema é possível obter

uma diferença de temperaturas considerável entre o ar interior e o ar exterior (sendo o ar interior o que apresenta menores temperaturas), diminuindo assim a potência que o TEC precisa de absorver no lado frio para atingir as mesmas temperaturas.

Os resultados da comparação entre os testes experimentais com os modelos analíticos e numéricos permitiram constatar que existe uma discrepância entre a situação real e os modelos analítico e numérico e que um grande motivo para tal reside no valor atribuído à resistência elétrica do TEC no EES e no Ansys: Através dos resultados experimentais, concluiu-se que a resistência elétrica do aparelho varia significativamente com a temperatura, algo que não foi tido em conta nestas análises. Assim, determinou-se uma função que aproxima o comportamento da resistência em função de uma temperatura média do TEC e alterou-se o modelo analítico, substituindo a resistência fornecida anteriormente por uma nova resistência dependente da temperatura, o que demonstrou resultados analíticos mais próximos dos experimentais.

Conclui-se então que, apesar dos modelos analítico e numérico apresentarem valores aceitáveis em comparação com os experimentais, apenas podem ser considerados uma aproximação rigorosa à realidade caso seja utilizada a resistência variável obtida experimentalmente em detrimento da resistência constante inicialmente usada.

Experimentalmente, determinou-se que o sistema atual permite o arrefecimento do lado frio do sensor até 30°C para temperaturas ambiente até 75°C, mas com um COP inferior a 0,3, que constitui um valor muito reduzido. Assim sendo, conclui-se que o sistema atualmente empregado não é indicado para arrefecer o lado frio até 30°C quando a temperatura ambiente é superior a 75°C, pelo que devem ser realizadas modificações que permitam o seu melhoramento. Assim, são propostas alterações tais como a modificação dos parafusos, algo que permite uma poupança significativa de energia: Como se constatou na análise analítica, diminuir o seu diâmetro em 0,5 mm resulta numa poupança de 20% de energia e substituir o material atual por PEEK permite obter temperaturas do lado frio menores com uma redução de 70% da energia que é necessário absorver. Adicionalmente, o aumento da espessura da proteção em 5 vezes ou a adição de uma camada de um material 5 vezes menos condutor diminui em 25% a energia que é necessário absorver do lado frio para obter as mesmas temperaturas. Se for adicionado o isolamento e simultaneamente se substituir o material dos parafusos por PEEK, é possível obter uma temperatura 4°C menor no lado frio, para a mesma corrente.

7.2 Trabalhos futuros

Tendo em conta os dados obtidos ao longo do estudo e as conclusões retiradas na secção anterior, sugerem-se os seguintes trabalhos futuros:

- Realizar simulações numéricas com recurso a uma versão mais atualizada do *software* ANSYS, que permita utilizar o *Fluent* e o Termoelétrico na mesma simulação, obtendo assim resultados mais exatos.

- Testar numericamente a possibilidade de utilizar um TEC com mais de um andar (*multistage*) que apresente uma capacidade mais elevada de arrefecimento para cargas térmicas superiores.
- Incluir os componentes eletrónicos do sensor, quando estes estiverem desenvolvidos, nas análises numéricas e nos testes experimentais de maneira a obter uma compreensão mais alargada da influência que os mesmos terão na temperatura a que o sistema está sujeito.
- Estudar a relação de custo-benefício de implementar parafusos PEEK em relação a parafusos de aço inoxidável, bem como da adição de uma camada de isolamento, para avaliar a viabilidade destes melhoramentos propostos.
- Analisar estruturalmente o sistema de maneira a determinar se parafusos M2 possuem a capacidade de suportar todas as cargas estruturais que lhes serão aplicadas, determinando assim se esta proposta é realista.
- Aprofundar a análise da resistência elétrica, realizando um teste experimental com uma câmara térmica e um ohmímetro AC com o propósito único de medir experimentalmente a resistência elétrica do TEC para várias temperaturas médias do mesmo e incorporar estes resultados nas simulações.
- Medir experimentalmente o valor do coeficiente de Seebeck do TEC de maneira a determinar a sua variação com a temperatura do TEC e se o valor fornecido pelo fabricante está correto.

Referências

- [1] H. S. Lee, *Thermal Design: Heat Sinks, Thermoelectrics, Heat Pipes, Compact Heat Exchangers, and Solar Cells*. Wiley, 2010.
- [2] “A nossa empresa | Bosch em Portugal.” [Online]. Disponível: <https://www.bosch.pt/a-nossa-empresa/bosch-em-portugal/>
- [3] “The Self-Driving Car Timeline – Predictions from the Top 11 Global Automakers | Emerj.” [Online]. Disponível: <https://emerj.com/ai-adoption-timelines/self-driving-car-timeline-themselves-top-11-automakers/>
- [4] “Self-driving car technology | Bosch Global.” [Online]. Disponível: <https://www.bosch.com/stories/autonomous-driving-interview-with-moritz-dechant/>
- [5] K. Martinsen, S. Hu, e B. Carlson, “Joining of dissimilar materials,” *CIRP Annals*, vol. 64, n.º 2, págs. 679–699, jan 2015. [Online]. Disponível: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0007850615001456>
- [6] T. S. Uchida, K. e K. Harii, “Observation of the spin Seebeck effect,” *Nature*, vol. 455, n.º 7214, págs. 778–781, oct 2008. [Online]. Disponível: <http://www.nature.com/doi/10.1038/nature07321>
- [7] H. S. Lee, *Thermoelectrics: Design and Materials: Design and Materials*. Wiley, 2016.
- [8] J. C. A. Peltier, “Nouvelles Expériences sur la Caloricité des courans électriques,” *Annales de Chimie et de Physique*, 1934.
- [9] I. Lashkevych, J. E. Velázquez, O. Y. Titov, e Y. G. Gurevich, “Special Important Aspects of the Thomson Effect,” *Journal of Electronic Materials*, vol. 47, n.º 6, págs. 3189–3192, jun 2018. [Online]. Disponível: <http://link.springer.com/10.1007/s11664-018-6205-x>
- [10] L. Anatychuk e O. Luste, “Generalized thermoelectric Thomson relations,” in *Proceedings ICT’03. 22nd International Conference on Thermoelectrics (IEEE Cat. No.03TH8726)*. IEEE, 2003, págs. 491–492. [Online]. Disponível: <http://ieeexplore.ieee.org/document/1287555/>
- [11] J. Meseguer, I. Pérez-Grande, e A. Sanz-Andrés, “Thermoelectric cooling,” in *Spacecraft Thermal Control*, 2012.
- [12] X. C. Tong, *Advanced Materials for Thermal Management of Electronic Packaging*, ser. Springer Series in Advanced Microelectronics. Springer New York, 2011.
- [13] S. R. Annapragada, T. Salamon, P. Kolodner, M. Hodes, e S. V. Garimella, “Determination of Electrical Contact Resistivity in Thermoelectric Modules (TEMs)

- From Module-Level Measurements,” *IEEE Transactions on Components, Packaging and Manufacturing Technology*, vol. 2, n.º 4, págs. 668–676, apr 2012. [Online]. Disponível: <http://ieeexplore.ieee.org/document/6168230/>
- [14] C. Inc, “Peltier Application Note | CUI Inc.” [Online]. Disponível: www.cui.com
- [15] N. Wang, J. Chen, K. Zhang, M. Chen, e H. Jia, “Equivalent model optimization with cyclic correction approximation method considering parasitic effect for thermoelectric coolers,” *Scientific Reports*, vol. 7, n.º 1, pág. 15917, dec 2017. [Online]. Disponível: <http://www.nature.com/articles/s41598-017-16261-0>
- [16] D. Rowe, *CRC handbook of thermoelectrics*. CRC Press, 1995. [Online]. Disponível: <https://www.crcpress.com/CRC-Handbook-of-Thermoelectrics/Rowe/p/book/9780849301469>
- [17] I. Marlow Industries, “Thermoelectric Cooling Systems Design Guide,” 1998.
- [18] F. J. DiSalvo, “Thermoelectric Cooling and Power Generation,” *Science*, vol. 285, n.º 5428, págs. 703–706, jul 1999. [Online]. Disponível: <https://science.sciencemag.org/content/285/5428/703>
- [19] P. Ruiz Ortega e M. Olivares-Robles, “Analysis of a Hybrid Thermoelectric Microcooler: Thomson Heat and Geometric Optimization,” *Entropy*, vol. 19, n.º 7, pág. 312, jun 2017. [Online]. Disponível: <http://www.mdpi.com/1099-4300/19/7/312>
- [20] “Optimization of Heat Sink Design and Fan Selection in Portable Electronics Environment.” [Online]. Disponível: <https://www.enertron-inc.com/wp-content/uploads/2017/05/Fan-Heat-Sink-Optimization.pdf>
- [21] T. Hirasawa, K. Kawabata, e M. Oomi, “Evolution of the Heatsink Technology,” *Furukawa Review*, n.º No 27, 2006.
- [22] “Cross Cut Heat Sinks - Extruded Aluminum Heatsinks.” [Online]. Disponível: <https://myheatsinks.com/products/cross-cut-heat-sinks/>
- [23] V. M. Kumar, B. N. Rao, e S. Farooq, “A Detailed Review on Pin Fin Heat Sink,” *International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering*, vol. 10, 2016. [Online]. Disponível: <https://www.researchgate.net/publication/309012340>
- [24] Daliang Zhong, Hong Qin, Changhong Wang, e Zecheng Xiao, “Thermal performance of heatsink and thermoelectric cooler packaging designs in LED,” in *2010 11th International Conference on Electronic Packaging Technology & High Density Packaging*. IEEE, aug 2010, págs. 1377–1381. [Online]. Disponível: <http://ieeexplore.ieee.org/document/5582819/>
- [25] “Random Forest Classifier – Machine Learning | Global Software Support.” [Online]. Disponível: <https://www.globalsoftwaresupport.com/random-forest-classifier-bagging-machine-learning/>
- [26] “Peltier Devices | Thermal Management | CUI Inc.” [Online]. Disponível: <https://www.cui.com/catalog/thermal-management/peltier-devices>
- [27] “ALPHA Company / Alpha Novatech - Heat Sink.” [Online]. Disponível: <https://www.alphanovatech.com/>

- [28] “Home | COFAN USA.” [Online]. Disponível: <https://www.cofan-usa.com/>
- [29] “Vero: A Realistic Multi-Color 3D Printing Material | Stratasys.” [Online]. Disponível: <https://www.stratasys.com/materials/search/vero>
- [30] E. C. Mikkelsen, F. Battaglia, e P. A. Tarazaga, “Characterization and Modeling of the Thermal Properties of Photopolymers for Material Jetting Processes,” Ph.D. dissertation, Virginia Tech, 2014. [Online]. Disponível: https://vtechworks.lib.vt.edu/bitstream/handle/10919/46789/Mikkelsen_{_}EC_{_}T_{_}2014.pdf?sequence=1{% }25
- [31] “M2.5 x 16mm Full Thread Cap Head Screws (DIN 912) - A2 Stainless Steel | Accu®.” [Online]. Disponível: <https://www.accu.co.uk/en>
- [32] “Axle Kingpin mounting Bushing for Scooter.” [Online]. Disponível: <https://www.trampaboards.com/axle-kingpin-mounting-bushings-for-trampa-scooter-p-13078.html>
- [33] “L37-5S Thermal Pad | T-global Technology – Professional thermal solution, heat solution, heat dissipation, thermal engineering solution expert.” [Online]. Disponível: <https://www.tglobalcorp.com/>
- [34] “Axle Kingpin mounting Bushing for Scooter.” [Online]. Disponível: <https://www.trampaboards.com/axle-kingpin-mounting-bushings-for-trampa-scooter-p-13078.html>
- [35] F. Incropera, *Fundamentals of heat and mass transfer*, 6th ed., ser. Fundamentals of Heat and Mass Transfer, F. Incropera, Ed. John Wiley, 2007, n.º vol. 1.
- [36] I. Pal, “BGA Socket with Heatsink for High Power Devices, IronWood Electronics.” [Online]. Disponível: <https://www.ironwoodelectronics.com/articles/article4.html>
- [37] S. Lee, “Calculating spreading base resistance in heat sinks,” *Electronics Cooling*, n.º 4, jan 1998.
- [38] B. R. Munson, T. H. T. H. Okiishi, W. W. Huebsch, e A. P. Rothmayer, *Fundamentals of fluid mechanics*, 7th ed., John Wiley & Sons Inc., Ed. John Wiley & Sons Inc., 2013. [Online]. Disponível: <https://www.wook.pt/livro/fluid-mechanics-7th-edition-si-version-bruce-r-munson/14637593>
- [39] R. E. Simons, “Estimating Parallel Plate-fin Heat Sink Pressure Drop,” *Electronics Cooling*, 2003. [Online]. Disponível: <https://www.electronics-cooling.com/2003/05/estimating-parallel-plate-fin-heat-sink-pressure-drop/>
- [40] W. A. Khan, J. R. Culham, e M. M. Yovanovich, “Optimization of Pin-Fin Heat Sinks in Bypass Flow Using Entropy Generation Minimization Method,” *Journal of electronic packaging*, 2008. [Online]. Disponível: http://www.asme.org/terms/Terms_{_}Use.cfm
- [41] S. Mohsin, A. Maqbool, e W. Khan, “Optimization of Cylindrical Pin-Fin Heat Sinks Using Genetic Algorithms,” *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, vol. 32, n.º 1, págs. 44–52, mar 2009. [Online]. Disponível: <http://ieeexplore.ieee.org/document/4776421/>
- [42] I. E. Idel’cik, *MÉMENTO DES PERTES DE CHARGE.*, ser. Collection du Centre de Recherches et d’Essais de Chatou. Eyrolles, 1969. [Online]. Disponível: <https://books.google.pt/books?id=5v9nmwEACAAJ>

- [43] K. Narendra Babu, “Thermal contact resistance: Experiments and Simulations,” Ph.D. dissertation, Chalmers University of Technology, 2015. [Online]. Disponível: <http://publications.lib.chalmers.se/records/fulltext/223157/223157.pdf>
- [44] “Ansys: Simulation Software.” [Online]. Disponível: <https://www.ansys.com/>
- [45] T. Stolarski, Y. Y. Nakasone, e S. S. Yoshimoto, *Engineering analysis with ANSYS software*. Elsevier, 2006.
- [46] Igor Antunes Fogaça, “Utilização de refinamento de malhas na simulação computacional aplicada ao problema da transferência de calor,” Ph.D. dissertation, Universidade Federal do Pampa, 2015.
- [47] S.-J. Park e M.-K. Seo, “Element and Processing,” *Interface Science and Technology*, vol. 18, págs. 431–499, jan 2011. [Online]. Disponível: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780123750495000062>
- [48] “PEEK Screws | PEEK (Vitrex).” [Online]. Disponível: <https://www.extreme-bolt.com/peek-screws.html#Properties>
- [49] Meerstetter Inc, “Meerstetter - How Does a TEC Controller Work? | Compendium.” [Online]. Disponível: <https://www.meerstetter.ch/compendium/how-does-a-tec-controller-work>
- [50] “COP of a Thermoelectric Cooler (TEC).” [Online]. Disponível: <https://thermalbook.wordpress.com/cop-of-a-thermoelectric-cooler-tec/>

Anexo A

EES: Programa implementado e resultados

Apresentam-se, nas páginas que se seguem, o programa implementado no EES, todas as soluções, a título de exemplo, para uma temperatura ambiente de 65°C e uma corrente de 1,15 A, a respetiva análise de incertezas, e a tabela com as soluções dos valores mais relevantes para uma temperatura ambiente de 70°C e 75°C de 0,2 a 2,6 A.

File:Z:\ees_tese\EES_Res_Constante.EES

04/07/2019 01:45:02 Page 1

EES Ver. 10.438: #0725: For use by students and faculty in the Faculdade de Engenharia, D. Mech. Universidade do Porto

"Dados gerais"

T_amb_C=65 [C] "Temperatura ambiente 65°C"

T_amb_K=converttemp(C;K;T_amb_C) "Temperatura ambiente em Kelvin"

\$IfNot ParametricTable

I=1,15 [A]

\$EndIf

U_1=1 "Variável auxiliar para o cálculo do coeficiente de convecção"

U_2=1 "Variável auxiliar para o cálculo do coeficiente de velocidade"

Vel_v=6,29*U_2 "Velocidade do escoamento na direção vertical, calculada tendo em conta a perda de carga"

vel_h=4,42*U_2 "Velocidade do escoamento na direção horizontal, calculada tendo em conta a perda de carga"

vel_ventoinha=4,72 [m/s] "Velocidade de escoamento na saída da ventoinha"

"Análise do lado frio"**"Material de Interface (Tim)"**

t_TIM_1=0,001 [m] "Espessura do TIM em contacto com a temperatura ambiente"

t_TIM_2=0,003 [m] "Espessura do TIM em contacto com a pressure plate"

A_sec_Tim=0,000196 [m^2] "Área da secção do TIM"

P_sec_Tim=0,056 [m] "Perímetro da secção do TIM"

k_Tim=1,9 [W/(m*K)] "Condutividade térmica do material utilizado no TIM"

Q_cv_Tim_1=(h_cv_Tim_1+h_rad_Tim_1)*A_sec_Tim*(T_amb-K-T_1) "Calor transferido por convecção entre o meio ambiente e o TIM inferior"

Q_cd_Tim1=(k_Tim*A_sec_Tim*(T_1-T_2))/t_TIM_1 "Calor transferido por condução no Tim inferior"

Q_cd_Tim2=(k_Tim*A_sec_Tim*(T_2-T_3))/t_TIM_2 "Calor transferido por condução no Tim superior"

"Parafusos"**"Dados do casquilho e dos parafusos"**

L_parafusos_total=0,008 [m] "Comprimento total dos parafusos"

L_parafusos_com_bucha=L_bushing_menor+L_bushing_maior "Comprimento dos parafusos abrangido pelo casquilho"

L_parafusos_sem_bucha=L_parafusos_total-L_parafusos_com_bucha "Comprimento dos parafusos sem casquilho"

r_parafusos=0,00125 [m] "Raio dos parafusos"

k_parafusos=16,2 [W/(m*K)] "Condutividade térmica dos parafusos"

A_parafusos=(pi*(0,0025/2)^2) "Área da secção dos parafusos"

r_bushing_maior=(0,0065/2) [m] "Diâmetro exterior do casquilho"

r_bushing_menor=(0,0034/2) [m] "Diâmetro interior do casquilho"

L_bushing_menor=0,0015 [m] "Comprimento do diâmetro maior do casquilho"

L_bushing_maior=0,0009 [m] "Comprimento do diâmetro menor do casquilho"

k_bushing=0,3 [W/(m*K)] "Condutividade térmica do casquilho"

P_contact=2*pi*r_parafusos "Perímetro em contacto com a pressure plate"

R_contacto1=0,0005[(m^2*K)/W] "Resistência térmica de contacto do alumínio com o aço"

R_contacto=R_contacto1/(t_base_heatsink*P_contact) "Resistência térmica de contacto do alumínio com o aço tendo em conta a área"

A_bushing_maior=pi*((r_bushing_maior)^2-(r_parafusos)^2) "Área da secção do casquilho de diâmetro maior"

A_bushing_menor=pi*((r_bushing_menor)^2-(r_parafusos)^2) "Área da secção do casquilho de diâmetro menor"

"Resistências associadas a casquilhos e parafusos"

R_cd_bushing_maior=L_bushing_maior/(A_bushing_maior*k_bushing) "Resistência de condução da bucha de diâmetro maior"

R_cd_bushing_menor=L_bushing_menor/(A_bushing_menor*k_bushing) "Resistência de condução da bucha de diâmetro menor"

R_bushingserie=R_cd_bushing_menor+R_cd_bushing_maior "Resistência de condução em série das buchas"

R_screwsem_bushing=L_parafusos_sem_bucha/(A_parafusos*k_parafusos) "Resistência de condução dos parafusos sem bushing"

R_screwcom_bushing=L_parafusos_com_bucha/(A_parafusos*k_parafusos) "Resistência de condução dos parafusos com bushing"

R_paralelo_screw_bushing=(R_screwcom_bushing*R_bushingserie)/(R_screwcom_bushing+R_bushingserie) "Resistência em paralelo do parafuso e bushing"

R_total_cd_parafusos=R_paralelo_screw_bushing+R_screwsem_bushing+R_contacto "Resistência total de condução em cada parafuso"

Q_parafusos=2*((T_7+T_6)/2-(T_3+T_4)/2)/R_total_cd_parafusos "Calor transferido através dos parafusos"

"Pressure Plate"

$t_{\text{PressurePlate}} = 0,0015 \text{ [m]}$ "Espessura da pressure plate"
 $k_{\text{PressurePlate}} = 200 \text{ [W/(m}^2\text{K)]}$ "Condutividade térmica da pressure plate"
 $A_{\text{sec_PressurePlate}} = 0,000413 \text{ [m}^2\text{]}$ "Área da secção da pressure plate"
 $P_{\text{sec_PressurePlate}} = 0,079 \text{ [m]}$ "Perímetro da Pressure Plate"
 $A_{\text{cv_PressurePlate1}} = A_{\text{sec_pressurePlate}} - A_{\text{sec_Tim}} - 2 \cdot A_{\text{cv_parafusos}}$ "Área de convecção da face inferior da pressure plate"
 $r_{\text{cabeca_parafuso}} = 0,0025 \text{ [m]}$ "Raio da cabeça do parafuso"
 $A_{\text{cv_PressurePlate2}} = A_{\text{sec_PressurePlate}} - 2 \cdot (\pi \cdot (r_{\text{cabeca_parafuso}})^2)$ "Área de convecção da face superior da pressure plate"
 $A_{\text{cv_parafusos}} = \pi \cdot r_{\text{bushing_maior}}^2$ "Área de convecção dos parafusos"
 $Q_{\text{cv_PressurePlate1}} = (h_{\text{rad_PressurePlate1}} + h_{\text{cv_PressurePlate1}}) \cdot A_{\text{cv_PressurePlate1}} \cdot (T_{\text{amb_K}} - T_3)$ "Calor transferido por convecção na face inferior da pressure plate"
 $Q_{\text{cv_PressurePlate2}} = (h_{\text{cv_PressurePlate1}} + h_{\text{rad_PressurePlate2}}) \cdot A_{\text{cv_PressurePlate2}} \cdot (T_{\text{amb_K}} - T_4)$ "Calor transferido por convecção na face superior da pressure plate"
 $Q_{\text{cd_PressurePlate}} = (k_{\text{pressurePlate}} \cdot A_{\text{sec_PressurePlate}} \cdot (T_3 - T_4)) / t_{\text{PressurePlate}}$ "Calor transferido por condução na pressure plate"

"Ceramic Plate"

$t_{\text{CeramicPlate}} = 0,00076 \text{ [m]}$ "Espessura da ceramic plate"
 $k_{\text{CeramicPlate}} = 150 \text{ [W/(m}^2\text{K)]}$ "Condutividade térmica da cerâmica"
 $A_{\text{CeramicPlate}} = 400 \times 10^{-6} \text{ [m}^2\text{]}$ "Área da secção da ceramic plate"
 $Q_{\text{cd_CeramicPlate1}} = (k_{\text{CeramicPlate}} \cdot A_{\text{CeramicPlate}} \cdot (T_4 - T_5)) / t_{\text{CeramicPlate}}$ "Calor transferido por condução na placa de cerâmica"

"Igualdades"

$Q_{\text{cv_Tim_1}} = Q_{\text{cd_Tim1}}$
 $Q_{\text{cd_Tim1}} = Q_{\text{cd_Tim2}}$
 $Q_{\text{cd_pressurePlate}} = Q_{\text{cd_Tim2}} + Q_{\text{parafusos}} + Q_{\text{cv_PressurePlate1}}$
 $Q_{\text{cd_CeramicPlate1}} = Q_{\text{cd_pressurePlate}} + Q_{\text{cv_PressurePlate2}}$
 $Q_{\text{cd_CeramicPlate1}} = Q_{\text{cold_Side}}$

"Funcionamento do Peltier"

$A_{\text{peltier}} = 0,0004 \text{ [m}^2\text{]}$ "Área de secção do Peltier"
 $S_m = 2,84 \times 10^{-2} \text{ [V/K]}$ "Coeficiente de Seebeck do Peltier"
 $R_m = 2,2 \text{ [ohm]}$ "Resistência elétrica do Peltier"
 $U_r = 1$
 $K_m = 0,142 \text{ [W/K]}$ "Condutividade térmica do Peltier"
 $Q_{\text{cold_Side}} = S_m \cdot T_5 \cdot I - K_m \cdot (T_6 - T_5) - 0,5 \cdot R_m \cdot I^2$ "Calor absorvido pelo lado frio"
 $Q_{\text{hot_Side}} = S_m \cdot T_6 \cdot I - K_m \cdot (T_6 - T_5) + 0,5 \cdot R_m \cdot I^2$ "Calor libertado pelo lado quente"
 $P_e = Q_{\text{hot_Side}} - Q_{\text{cold_Side}}$ "Potência elétrica fornecida ao dispositivo"
 $Q_J = I^2 \cdot R_m$ "Calor de Joule"
 $\text{COP} = Q_{\text{cold_Side}} / P_e$ "Coeficiente de performance do dispositivo"
 $V = S_m \cdot (T_6 - T_5) + (I \cdot (R_m + R_m) / 2)$ "Voltagem fornecida aos dispositivo"
 $P_{e_2} = V \cdot I$
 "Hot Side"

"Ceramic Plate"

$Q_{\text{cd_CeramicPlate2}} = (k_{\text{CeramicPlate}} \cdot A_{\text{CeramicPlate}} \cdot (T_6 - T_7)) / t_{\text{CeramicPlate}}$ "Calor conduzido por condução na placa de cerâmica"
 $Q_{\text{heatsink}} = Q_{\text{cd_CeramicPlate2}} - Q_{\text{cv_cover}}$ "Calor transferido no heatsink"
 $A_{\text{cv_cover}} = A_{\text{base_Heatsink}} - A_{\text{sec_PressurePlate}}$ "Área de convecção da proteção do laser"
 $Q_{\text{cv_cover}} = (h_{\text{cover}} + h_{\text{rad_cover}}) \cdot A_{\text{cv_cover}} \cdot (T_9 - T_{\text{amb_K}})$ "Calor transferido por convecção do ambiente exterior para a proteção"
 $Q_{\text{cd_cover}} = Q_{\text{cv_cover}}$

File:Z:\ees_tese\EES_Res_Constante.EES

04/07/2019 01:45:02 Page 3

EES Ver. 10.438: #0725: For use by students and faculty in the Faculdade de Engenharia, D. Mech. Universidade do Porto

Q_cd_cover=(k_cover*(T_7-T_9)*A_cv_cover)/t_cover "Calor transferido por condução na proteção"
 k_cover=0,24 [W/(m*K)] "Condutividade térmica do material da proteção da proteção"
 t_cover=0,002 [m] "Espessura da proteção do sensor"
 Q_hot_Side=Q_cd_CeramicPlate2

"Dados Heatsink"

k_Heatsink=200 [W/(m*K)] "Condutividade térmica do alumínio - material utilizado no HeatSink"
 A_total_convecção=0,014773 [m²] "Área total de convecção no Heatsink"

a_alheta=0,00145 [m] "Comprimento do lado da alheta"
 A_sec_alheta=a_alheta*a_alheta "Área da secção da alheta"
 Per_sec_alheta=4*a_alheta "Perímetro da secção da alheta"
 Pitch_alhetas=2*0,00145 [m] "Distância entre os centros de cada alheta"
 L_alheta=0,0115 [m] "Comprimento vertical das alhetas"
 N_alhetas=184 "Número de alhetas no heatsink"

t_base_Heatsink=0,0035 [m] "Espessura da base do heatsink"
 L_base_Heatsink=0,05 [m] "Comprimento do lado da base do Heatsink"
 A_base_Heatsink=L_base_Heatsink*L_base_Heatsink "Área da base do Heatsink"

"Cálculo da eficiência e resistência térmica da superfície alhetada"

h_rad_hs=sigma*(T_parede^2+T_amb_K^2)*(T_parede+T_amb_K)/((1-emissivity_tothem('Aluminum_Polished';
 T_parede)/emissivity_tothem('Aluminum_Polished';T_parede)+1/0,1))
 eta_alheta=eta_fin_constantcs_convtp(A_sec_alheta; Per_sec_alheta; L_alheta; h_tot; k_Heatsink) "eficiência das
 alhetas"
 eta_0=1-((N_alhetas*(A_sec_alheta+4*a_alheta*L_alheta))/(A_total_convecção))*(1-eta_alheta) "eficiência da superfície
 alhetada"
 R_alheta=1/((h_tot+h_rad_hs)*A_total_convecção*eta_0) "Resistência térmica da superfície alhetada do dissipador"
 R_base_Heatsink=t_base_Heatsink/(k_Heatsink*A_base_Heatsink) "Resistência de condução na base do Heatsink"

Q_heatsink=(T_8-T_amb_K)/(R_alheta)
 Q_heatsink=((T_7-T_amb_K)/R_tot_heatsink)
 h_4*(T_10-T_amb_K)=k_Heatsink*(T_8-T_10)/L_alheta

"Spreading base resistance"

R_spreadingbase_total=((A_base_heatsink^0,5-A_peltier^0,5)/(k_heatsink*(pi*A_base_heatsink*A_peltier)^0,5))*(((pi^(3/
 2))/((A_base_heatsink^0,5))+1/(A_peltier^0,5)))*k_heatsink*A_base_heatsink*(R_base_heatsink+R_alheta)+tanh(((pi^(3/
 2))/((A_base_heatsink^0,5))+1/(A_peltier^0,5)))*t_base_heatsink)/(1+(((pi^(3/2))/((A_base_heatsink^0,5))+1/(A_peltier^0,5)))*k_heatsink*A_base_heatsink*(R_base_heatsink+R_alheta))*tanh(((pi^(3/2))/((A_base_heatsink^0,5))+1/(A_peltier^0,5)))*t_base_heatsink)) "Resistência da dispersão do calor na base resultante das áreas do Peltier e do heatsink serem diferentes"

R_tot_heatsink=R_alheta+R_spreadingbase_total+R_base_Heatsink "Resistência térmica do Heatsink, ou seja, do lado quente do Peltier"

"Cálculo do coeficiente de convecção, com aproximação a alheta circular"

"Caso nr 1: escoamento paralelo às alhetas: metade do comprimento"

\$UnitSystem SI K kPa kJ mass deg
 D_t=0,00145 [m] "Diâmetro de cada alheta"
 F\$='Air' "Fluido em utilização"
 P=100 [kPa] "Pressão atmosférica"
 G\$='SQUARE' "Disposição das alhetas"
 L_alheta2=0,00575 [m]
 D_hp=(4*0,014773)/(pi*77*0,00145+pi*0,025) "Diâmetro hidráulico médio da matriz de alhetas"
 T_parede=((T_10+T_8)/2)
 Call tube_bundle(F\$, T_amb_K; P; G\$; Vel_v; D_t; Pitch_alhetas; T_parede; L_alheta2; D_hp; DELTAP1; h_1; Re1; f1; Nusselt1) "Coeficiente de convecção médio na matriz de alhetas"

"Caso nr 2: escoamento perpendicular às alhetas: metade do comprimento"

\$UnitSystem SI K kPa J
 N_L=7 "Número de filas do escoamento"
 S_T=0,00355[m] "Espaçamento na direção x entre o centro das alhetas"

S_L=0,00355 [m] "Espaçamento na direção y entre o centro das alhetas"
 FI\$='Air' "Fluido em utilização"

Call external_flow_inline_bank(FI\$; T_amb_K; T_amb_K; T_parede; P; vel_h; N_L; a_alheta; S_T; S_L; h_2; DELTA_{p2}; Nusselt2; Re2)

"Caso nr 3: escoamento na base do dissipador"

\$UnitSystem SI K kPa J

L=0,025 [m] "Comprimento percorrido pelo escoamento"

Tinf=(T_amb_K+T_8)/2 "temperatura média do escoamento"

Call external_flow_plate(F\$; Tinf; T_8; P; vel_h; L; tau3; h_3; C_f3; Nusselt3; Re3)

"Caso nr 4: escoamento no topo das alhetas"

\$UnitSystem SI K kPa J

L1=0,00145 "Comprimento característico do escoamento"

Tinf2=(T_amb_K+T_10)/2 "Temperatura do escoamento"

Call external_flow_verticalplate(F\$; Tinf2; T_10; P; vel_ventoinha; L1; F_d\L4; h_4; C_d4; Nusselt4; Re4)

"Percentagem de área correspondente a cada caso"

A1=0,415385

A2=0,415385

A3=0,143043

A4=60*0,00145^2 "Área da transferência de calor no topo das alhetas. O topo das alhetas não abrangidas pela ventoinha foi desconsiderado"

h_tot=(h_1*A1*U_1+h_2*A2*U_1+A3*h_3*U_1+A4*h_4*U_1) "Coeficiente de transferência de calor total no dissipador de calor, com a incerteza em cada um dos coeficientes"

"Temperaturas em Celsius"

T1_C=converttemp(K;C;T_1) "Temperatura na interface entre o tim e o meio ambiente"

T2_C=converttemp(K;C;T_2) "Temperatura entre os materiais de interface - temperatura lida pelo sensor"

T3_C=converttemp(K;C;T_3) "Temperatura entre o TIM superior e a placa de pressão"

T4_C=converttemp(K;C;T_4) "Temperatura entre a placa de pressão e a placa de cerâmica"

T5_C=converttemp(K;C;T_5) "Temperatura na face fria do Peltier"

T6_C=converttemp(K;C;T_6) "Temperatura na face quente do Peltier"

T7_C=converttemp(K;C;T_7) "Temperatura entre a placa de cerâmica e a base do dissipador"

T8_C=converttemp(K;C;T_8) "Temperatura na face superior do dissipador"

T9_C=converttemp(K;C;T_9) "Temperatura na interface entre o cover e o meio ambiente"

T10_C=converttemp(K;C;T_10) "Temperatura no topo das alhetas"

delta_T=T6_C-T5_C "Diferença de temperatura entre o lado quente e o lado frio"

\$UnitSystem SI deg K J kPa

L_tim=A_sec_Tim/P_sec_Tim

Call fc_plate_horizontal1(F\$; T_1; T_amb_K; P; L_tim; h_cv_Tim_11; Nusselt_Tim; Ra_Tim)

h_cv_Tim_1=h_cv_Tim_11*U_1

h_rad_Tim1=sigma#*(T_1^2+T_amb_K^2)*(T_1+T_amb_K)*e_tim "Coeficiente de transferência de calor através de radiação no Tim"

e_tim=0,7 "Emissividade do material de interface"

\$UnitSystem SI deg K J kPa

L_cover=A_cv_cover/(L_base_heatsink*4)

Call fc_plate_horizontal1(F\$; T_9; T_amb_K; P; L_cover; h_cover1; Nusselt_cover; Ra_cover)

h_cover=h_cover1*U_1

h_rad_cover=sigma#*(T_9^2+T_amb_K^2)*(T_9+T_amb_K)*e_cover "Coeficiente de transferência de calor através de radiação na proteção"

e_cover=0,95 "Emissividade do cover"

\$UnitSystem SI deg K J kPa

L_PressurePlate=A_sec_PressurePlate/P_sec_PressurePlate

Call fc_plate_horizontal1(F\$; T_3; T_amb_K; P; L_PressurePlate; h_cv_PressurePlate11; Nusselt_PressurePlate;

Ra_PressurePlate)

h_cv_PressurePlate1=h_cv_PressurePlate11*U_1

h_rad_PressurePlate1=sigma#*(T_3^2+T_amb_K^2)*(T_3+T_amb_K)*emissivity_tothem('Aluminum_Polished';T_3) "
Coeficiente de transferência de calor através de radiação na face inferior da placa de pressão"h_rad_PressurePlate2=sigma#*(T_4^2+T_amb_K^2)*(T_4+T_amb_K)*emissivity_tothem('Aluminum_Polished';T_4) "
Coeficiente de transferência de calor através de radiação na face superior da placa de pressão"

Apresenta-se também a análise de incertezas efetuada, realçando que U_r representa a incerteza da resistência elétrica, U_1 a incerteza associada ao cálculo da velocidade e U_2 a incerteza associada ao cálculo dos coeficientes de transferência de calor por convecção. verifica-se que o parâmetro com maior influência na análise é a resistência elétrica, apresentando o maior peso na potência libertada do lado quente, na potência elétrica e na temperatura do lado frio. Segue-se U_1 , com maior peso na potência absorvida do lado frio. Por fim, são registados os resultados para uma corrente de 1,15 A e uma temperatura ambiente de 65°C.

Unit Settings: SI K kPa J mass deg		
Variable	Uncertainty	Partial derivative
P_e = 4,5±0,27 [W]		
U ₁ = 1±0,2 [-]		∂P _e /∂U ₁ = -0,09366
U ₂ = 1±0,2 [m/s]		∂P _e /∂U ₂ = -0,0135
U _r = 1±0,1		∂P _e /∂U _r = 2,692
		0,48 %
		0,01 %
		99,51 %
Q_{cold,Side} = 1,3±0,081 [W]		
U ₁ = 1±0,2 [-]		∂Q _{cold,Side} /∂U ₁ = 0,389
U ₂ = 1±0,2 [m/s]		∂Q _{cold,Side} /∂U ₂ = 0,01148
U _r = 1±0,1		∂Q _{cold,Side} /∂U _r = -0,2246
		92,23 %
		0,08 %
		7,69 %
Q_{hot,Side} = 5,8±0,25 [W]		
U ₁ = 1±0,2 [-]		∂Q _{hot,Side} /∂U ₁ = 0,2954
U ₂ = 1±0,2 [m/s]		∂Q _{hot,Side} /∂U ₂ = -0,002023
U _r = 1±0,1		∂Q _{hot,Side} /∂U _r = 2,468
		5,42 %
		0,00 %
		94,58 %
T_{2,C} = 23±0,89 [C]		
U ₁ = 1±0,2 [-]		∂T _{2,C} /∂U ₁ = 0,4668
U ₂ = 1±0,2 [m/s]		∂T _{2,C} /∂U ₂ = -1,396
U _r = 1±0,1		∂T _{2,C} /∂U _r = 8,441
		1,09 %
		9,75 %
		89,16 %
T_{5,C} = 22±0,93 [C]		
U ₁ = 1±0,2 [-]		∂T _{5,C} /∂U ₁ = -0,5574
U ₂ = 1±0,2 [m/s]		∂T _{5,C} /∂U ₂ = -1,446
U _r = 1±0,1		∂T _{5,C} /∂U _r = 8,749
		1,44 %
		9,71 %
		88,85 %
T_{6,C} = 70±0,81 [C]		
U ₁ = 1±0,2 [-]		∂T _{6,C} /∂U ₁ = -3,425
U ₂ = 1±0,2 [m/s]		∂T _{6,C} /∂U ₂ = -1,86
U _r = 1±0,1		∂T _{6,C} /∂U _r = 2,098
		72,01 %
		21,23 %
		6,76 %
No unit problems were detected.		
A1 = 0,4154		A2 = 0,4154
A3 = 0,143		A4 = 0,0001261
a _{alpha} = 0,00145 [m]		A _{base,Heatsink} = 0,0025 [m ²]
A _{bushing,maior} = 0,00002827 [m ²]		A _{bushing,menor} = 0,00000417 [m ²]
A _{CeramicPlate} = 0,0004 [m ²]		A _{cv,cover} = 0,002087 [m ²]
A _{cv,parafusos} = 0,00003318 [m ²]		A _{cv,PressurePlate1} = 0,0001506 [m ²]
A _{cv,PressurePlate2} = 0,0003737 [m ²]		A _{parafusos} = 0,000004909 [m ²]
A _{pellier} = 0,0004 [m ²]		A _{sec, alpha} = 0,000002102 [m ²]
A _{sec,PressurePlate} = 0,000413 [m ²]		A _{sec,Tim} = 0,000196 [m ²]
A _{total,convecção} = 0,01477 [m ²]		COP = 0,29
C _{g4} = 2		C _{r3} = 0,01787
ΔP1 = 0,00007281 [kPa]		Δp2 = 0,03195 [kPa]
δ _T = 48 [C]		D _{hp} = 0,1376 [m]
D _t = 0,00145 [m]		η ₀ = 0,9473 [-]
γ _{alpha} = 0,9385 [-]		e _{cover} = 0,95 [-]
e _{lim} = 0,7 [-]		F\$ = 'AIR'
f1 = 0,08552 [-]		FI\$ = 'AIR'
F _{dL4} = 0,033 [N/m]		G\$ = 'SQUARE'

```

h3 = 49,78 [W/(K*(m^2))]
hcover = 6,449 [W/(K*(m^2))]
hcv,PressurePlate1 = 13,48 [W/(K*(m^2))]
hcv,Tim,1 = 15,94 [W/(K*(m^2))]
hrad,cover = 8,492 [W/(K*(m^2))]
hrad,PressurePlate1 = 0,1326 [W/(K*(m^2))]
hrad,Tim1 = 5,097 [W/(K*(m^2))]
I = 1,15 [A]
kCeramicPlate = 150 [W/(m*K)]
kHeatsink = 200 [W/(m*K)]
kparafusos = 16,2 [W/(m*K)]
kTim = 1,9 [W/(m*K)]
L1 = 0,00145 [m]
Lalpha2 = 0,00575 [m]
Lbushing,maior = 0,0009 [m]
Lcover = 0,01043 [m]
Lparafusos,sem,bucha = 0,0056 [m]
LPressurePlate = 0,005228 [m]
Nusselt1 = 10,32 [-]
Nusselt3 = 43,43
Nusseltcover = 2,353
NusseltTim = 2,071
NL = 7 [-]
Persec,alpha = 0,0058 [m]
Pitchalpha = 0,0029 [m]
Pe = 4,5 [W]
Psec,Tim = 0,056 [m]
Qcd,CeramicPlate2 = 5,789 [W]
Qcd,PressurePlate = 1,079 [W]
Qcd,Tim2 = 0,1714 [W]
Qcv,cover = 0,1346 [W]
Qcv,PressurePlate2 = 0,2211 [W]
Qheatsink = 5,655 [W]
QJ = 2,9 [W]
Racover = 255,7 [-]
RaTim = 128 [-]
Re2 = 549,8
Re4 = 342,2
Rbase,Heatsink = 0,007 [K/W]
rbushing,menor = 0,0017 [m]
rcabeca,parafuso = 0,0025 [m]
Rcd,bushing,menor = 1199 [K/W]
Rcontacto1 = 0,0005 [(m^2*K)/W]
rparafusos = 0,00125 [m]
Rscrew,com,bushing = 30,18 [K/W]
Rspreadingbase,total = 0,1613 [K/W]
Rtot,heatsink = 0,8583 [K/W]
Sm = 0,0284 [V/K]
T10C = 68,84 [C]
T2C = 23 [C]
T4C = 21,56 [C]
T6C = 70 [C]
T8C = 68,9 [C]
tau3 = 0,1783 [Pa]
Tinf2 = 340,1 [K]
T10 = 342 [K]
T3 = 294,7 [K]
T5 = 294,7 [K]
T7 = 343 [K]
T9 = 342,5 [K]

h4 = 287,4 [W/(K*(m^2))]
hcover1 = 6,449 [W/(K*(m^2))]
hcv,PressurePlate11 = 13,48 [W/(K*(m^2))]
hcv,Tim,11 = 15,94 [W/(K*(m^2))]
hrad,hs = 0,8922 [W/(K*(m^2))]
hrad,PressurePlate2 = 0,1326 [W/(K*(m^2))]
hhot = 100 [W/(K*(m^2))]
kbushing = 0,3 [W/(m*K)]
kcover = 0,24 [W/(m*K)]
Km = 0,142 [W/K]
kPressurePlate = 200 [W/(m*K)]
L = 0,025 [m]
Lalpha = 0,0115 [m]
Lbase,Heatsink = 0,05 [m]
Lbushing,menor = 0,0015 [m]
Lparafusos,com,bucha = 0,0024 [m]
Lparafusos,total = 0,008 [m]
Ltim = 0,0035 [m]
Nusselt2 = 9,2
Nusselt4 = 14,54
NusseltPressurePlate = 2,624
Nalhetas = 184 [-]
P = 100 [kPa]
Pe2 = 4,49 [W]
Pcontact = 0,007854 [m]
Psec,PressurePlate = 0,079 [m]
Qcd,CeramicPlate1 = 1,3 [W]
Qcd,cover = 0,1346 [W]
Qcd,Tim1 = 0,1714 [W]
Qcold,Side = 1,3 [W]
Qcv,PressurePlate1 = 0,08906 [W]
Qcv,Tim,1 = 0,1714 [W]
Qhot,Side = 5,8 [W]
Qparafusos = 0,82 [W]
RaPressurePlate = 451,3 [-]
Re1 = 1894 [-]
Re3 = 5524
Ralpha = 0,69 [K/W]
rbushing,maior = 0,00325 [m]
Rbushing,serie = 1305 [K/W]
Rcd,bushing,maior = 106,1 [K/W]
Rcontacto = 18,19 [K/W]
Rm = 2,2 [C]
Rparalelo,screw,bushing = 29,5 [K/W]
Rscrew,sem,bushing = 70,42 [K/W]
Rtotal,cd,parafusos = 118,1 [K/W]
SL = 0,00355 [m]
ST = 0,00355 [m]
T1C = 23,42 [C]
T3C = 21,58 [C]
T5C = 22 [C]
T7C = 69,85 [C]
T9C = 69,32 [C]
Tinf = 340,1 [K]
T1 = 296,6 [K]
T2 = 296,1 [K]
T4 = 294,7 [K]
T6 = 343,1 [K]
T8 = 342,1 [K]
Tamb,C = 65 [C]

```

File:Z:\ees_tese\EES_Res_Constante.EES

04/07/2019 01:45:03 Page 7

EES Ver. 10.438: #0725: For use by students and faculty in the Faculdade de Engenharia , D. Mech. Universidade do Porto

$T_{amb,K} = 338,2 \text{ [K]}$
 $t_{CeramicPlate} = 0,00076 \text{ [m]}$
 $T_{parede} = 342 \text{ [K]}$
 $t_{TIM,1} = 0,001 \text{ [m]}$
 $U_1 = 1 \text{ [-]}$
 $U_r = 1$
 $vel_h = 4,42 \text{ [m/s]}$
 $vel_{ventoinha} = 4,72 \text{ [m/s]}$

$t_{base,heatsink} = 0,0035 \text{ [m]}$
 $t_{cover} = 0,002 \text{ [m]}$
 $t_{PressurePlate} = 0,0015 \text{ [m]}$
 $t_{TIM,2} = 0,003 \text{ [m]}$
 $U_2 = 1 \text{ [m/s]}$
 $V = 3,9 \text{ [V]}$
 $Vel_v = 6,29 \text{ [m/s]}$

No unit problems were detected.

Parametric Table: Table 2 (copy)

	$T_{amb,C}$	I	$T2_C$	$T5_C$	$T6_C$	δ_T	V	$Q_{cold,Side}$	$Q_{hot,Side}$
	[C]	[A]	[C]	[C]	[C]	[C]	[V]	[W]	[W]
Run 1	70	0,2	60±0,100	59±0,068	70±0,052	11	0,75	0,28±0,014	0,43±0,016
Run 2	70	0,6	43±0,33	42±0,29	72±0,27	30	2,2	0,79±0,045	2,1±0,080
Run 3	70	1	31±0,71	30±0,72	74±0,64	44	3,5	1,2±0,073	4,7±0,20
Run 4	70	1,4	22±1,3	20±1,3	77±1,1	56	4,7	1,5±0,097	8,1±0,37
Run 5	70	1,8	16±2,0	14±2,1	80±1,8	66	5,8	1,8±0,12	12±0,59
Run 6	70	2,2	13±2,8	11±3,0	85±2,5	74	6,9	1,9±0,14	17±0,87
Run 7	70	2,6	11±3,8	9,4±4,0	89±3,4	80	8,0	2,1±0,15	23±1,2
Run 8	75	0,2	65±0,10	64±0,069	75±0,052	11	0,76	0,29±0,014	0,44±0,016
Run 9	75	0,6	48±0,34	47±0,29	77±0,28	30	2,2	0,80±0,046	2,1±0,080
Run 10	75	1	35±0,71	34±0,72	79±0,64	45	3,5	1,2±0,074	4,7±0,20
Run 11	75	1,4	26±1,3	25±1,3	82±1,1	57	4,7	1,5±0,099	8,1±0,37
Run 12	75	1,8	20±2,0	18±2,1	86±1,8	67	5,9	1,8±0,12	12±0,59
Run 13	75	2,2	17±2,8	15±3,0	90±2,5	75	7,0	2,0±0,14	17±0,87
Run 14	75	2,6	15±3,8	13±4,0	95±3,4	82	8,0	2,1±0,16	23±1,2

Parametric Table: Table 2 (copy)

	Q_J	$Q_{parafusos}$	P_e	COP
	[W]	[W]	[W]	
Run 1	0,088	0,19	0,15±0,0087	1,9
Run 2	0,79	0,50	1,3±0,076	0,61
Run 3	2,2	0,75	3,5±0,21	0,35
Run 4	4,3	0,95	6,6±0,39	0,23
Run 5	7,1	1,1	11±0,64	0,17
Run 6	11	1,2	15±0,94	0,13
Run 7	15	1,4	21±1,3	0,099
Run 8	0,088	0,19	0,15±0,0087	1,9
Run 9	0,79	0,51	1,3±0,076	0,62
Run 10	2,2	0,76	3,5±0,21	0,35
Run 11	4,3	0,97	6,6±0,39	0,23
Run 12	7,1	1,1	11±0,64	0,17
Run 13	11	1,3	15±0,94	0,13
Run 14	15	1,4	21±1,3	0,10

Anexo B

ANSYS: Resultados obtidos

Incluem-se, nesta secção, os resultados para simulações a temperaturas de 70°C e 75°C para os sistemas A e B, bem como algumas imagens complementares que se consideram interessantes.

B.1 Sistema A

Apresentam-se de seguida os resultados do sistema A para temperaturas ambiente de 70 e 75°C para correntes de 0,5 a 2 A.

Tabela B.1: Resultados do sistema A para 70°C, de 0,5 a 2 A

Temperatura ambiente: 70°C					
Corrente [A]	0,5	0,75	1,2	1,6	2
Temp. no ponto 5 da figura 4.15 (Tc, T5) [°C]	45,83	32,92	22,89	14,26	8,25
Temp. no ponto 6 da figura 4.15 (Th) [°C]	71,23	72,92	75,25	78,63	82,71
ΔT (Th-Tc)	25,40	40,00	52,36	64,37	74,46
Temp. no ponto 2 da figura 4.15 (Th, T2) [°C] [°C]	47,2	35,0	25,5	17,3	11,6
Temp. no ponto 8 da figura 4.15 (Th, T8) [°C] [°C]	71,0	72,5	74,5	77,3	80,8
Voltagem [V]	1,61	2,64	3,61	4,66	5,66
Potência calorífica absorvida no lado frio, $\dot{Q}_c$ [W]	0,65	0,22	1,07	1,10	1,01
Potência calorífica libertada no lado quente, $\dot{Q}_h$ [W]	1,56	2,31	6,02	9,66	14,04
Potência elétrica [W]	0,91	2,09	4,95	8,56	13,03
Potência calorífica dissipada por efeito de Joule, $\dot{Q}_j$ [W]	0,55	1,24	3,17	5,63	8,80
COP	0,71	0,11	0,22	0,13	0,08

Tabela B.2: Resultados do sistema A para 75°C, de 0,5 a 2 A

Temperatura ambiente: 75°C					
Corrente [A]	0,5	0,75	1,2	1,6	2
Temp. no ponto 5 da figura 4.15 (Tc, T5) [°C]	50,50	37,35	27,15	18,31	12,10
Temp. no ponto 6 da figura 4.15 (Th) [°C]	76,25	77,95	80,29	83,67	87,77
ΔT (Th-Tc)	25,75	40,60	53,14	65,37	75,67
Temp. no ponto 2 da figura 4.15 (Th, T2) [°C]	51,3	39,5	28,5	19,9	13,9
Temp. no ponto 8 da figura 4.15 (Th, T8) [°C]	76,0	77,5	79,5	82,4	85,9
Voltagem [V]	1,62	2,66	3,63	4,69	5,69
Potência calorífica absorvida no lado frio, $\dot{Q}_c$ [W]	0,67	0,23	1,10	1,15	1,06
Potência calorífica libertada no lado quente, $\dot{Q}_h$ [W]	1,58	2,33	6,08	9,75	14,16
Potência elétrica [W]	0,92	2,10	4,98	8,60	13,10
Potência calorífica dissipada por efeito de Joule, $\dot{Q}_j$ [W]	0,55	1,24	3,17	5,63	8,80
COP	0,73	0,11	0,22	0,13	0,08

As seguintes imagens permitem obter uma maior compreensão da distribuição das temperaturas no sistema A, nomeadamente nos parafusos e no dissipador de calor.

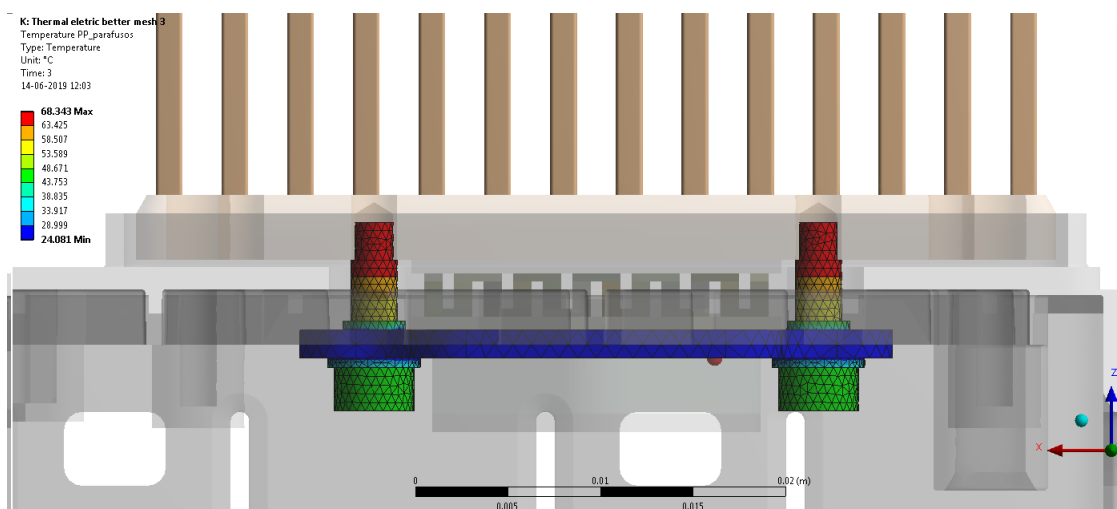


Figura B.1: Distribuição de temperaturas nos parafusos e placa de pressão para uma corrente de 1 A e temperatura ambiente de 65°C. Vista de frente.

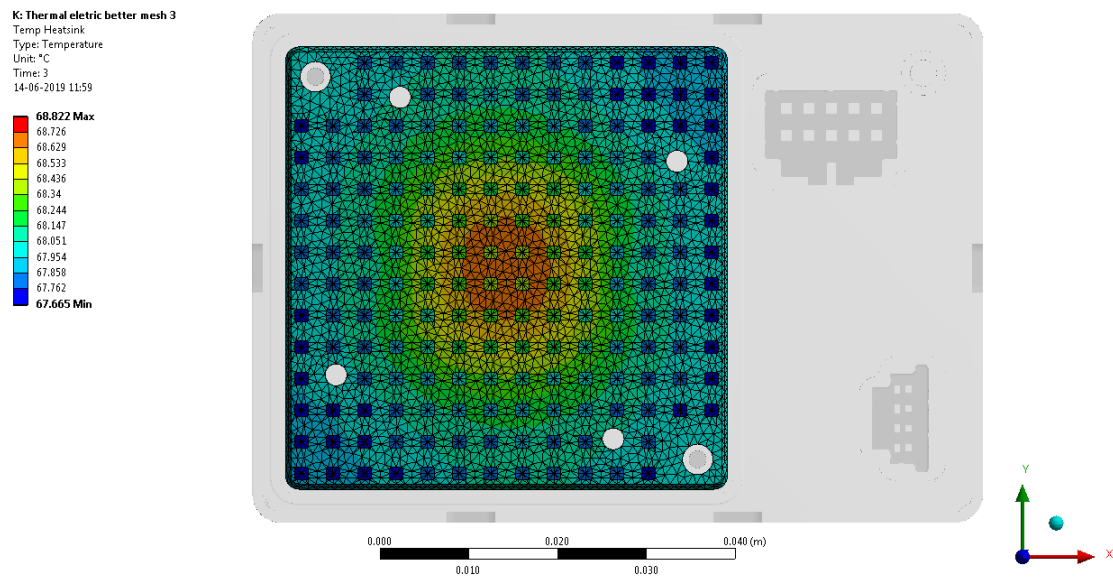


Figura B.2: Distribuição de temperaturas no dissipador de calor, para uma corrente de 1 A e temperatura ambiente de 65°C. Vista de cima.

B.2 Sistema B

Apresentam-se os resultados, para o sistema B, para temperaturas ambiente de 70 e 75°C e correntes de 0,5 a 2,1 A.

Tabela B.3: Resultados do sistema B para 70°C

70°C											
Corrente [A]	Temp. mínima no lado frio (Tc) [°C]	Temp. máxima no lado quente (Th) [°C]	ΔT (Th-Tc)	Temp. mínima lida no sensor de temperatura no lado frio [°C]	Temp. no dissipador [°C]	Voltagem [V]	Potência calorífica absorvida no lado frio, Qc [W]	Potência calorífica libertada no lado quente, Qh [W]	Potência elétrica [W]	Potência calorífica dissipada por efeito de Joule [W]	COP
0,5	43,9	70,7	26,87	43,8	70,5	1,7	0,41	1,34	0,93	0,55	0,44
0,75	33,9	71,4	37,48	33,8	70,9	2,4	0,60	2,64	2,04	1,24	0,29
0,95	27,7	72,9	45,25	27,6	72,2	3,0	0,70	3,90	1,98	1,99	0,35
1,05	24,7	73,5	48,81	24,7	72,6	3,3	0,74	4,62	2,19	2,43	0,34
1,2	20,6	74,3	53,90	20,6	73,4	3,7	0,78	5,78	2,41	3,17	0,32
1,6	12,0	77,7	65,70	12,0	75,9	4,7	0,81	9,43	2,64	5,63	0,31
2	5,8	81,5	75,73	5,7	78,8	5,7	0,69	13,79	2,88	8,80	0,24
2,1	4,4	82,6	78,16	4,3	79,6	6,0	0,60	14,97	3,14	9,70	0,19

Tabela B.4: Resultados do sistema B para 75°C

75°C											
Corrente [A]	Temp. mínima no lado frio (Tc) [°C]	Temp. máxima no lado quente (Th) [°C]	ΔT (Th-Tc)	Temp. mínima lida no sensor de temperatura no lado frio [°C]	Temp. no dissipador [°C]	Voltagem [V]	Potência calorífica absorvida no lado frio, Qc [W]	Potência calorífica libertada no lado quente, Qh [W]	Potência elétrica [W]	Potência calorífica dissipada por efeito de Joule [W]	COP
0,5	48,4	75,7	27,36	43,8	75,6	1,7	0,41	1,34	0,94	0,55	0,43
1,1	27,4	78,9	51,44	33,8	78,4	3,4	0,75	5,02	4,27	2,66	0,18
1,3	19,8	79,8	60,01	27,6	79,2	4,0	0,44	6,37	1,98	3,72	0,22
1,5	13,9	82,3	68,42	24,7	81,4	4,8	0,04	7,90	2,19	4,95	0,02
2,1	6,5	87,2	80,65	20,6	85,7	6,0	0,38	14,89	2,41	9,70	0,16

Apresentam-se também figuras resultantes das simulações que se consideram interessantes para uma melhor compreensão.

I: Teste experimental 65 graus

Temp Total
Type: Temperature
Unit: °C
Time: 2
17-06-2019 10:08

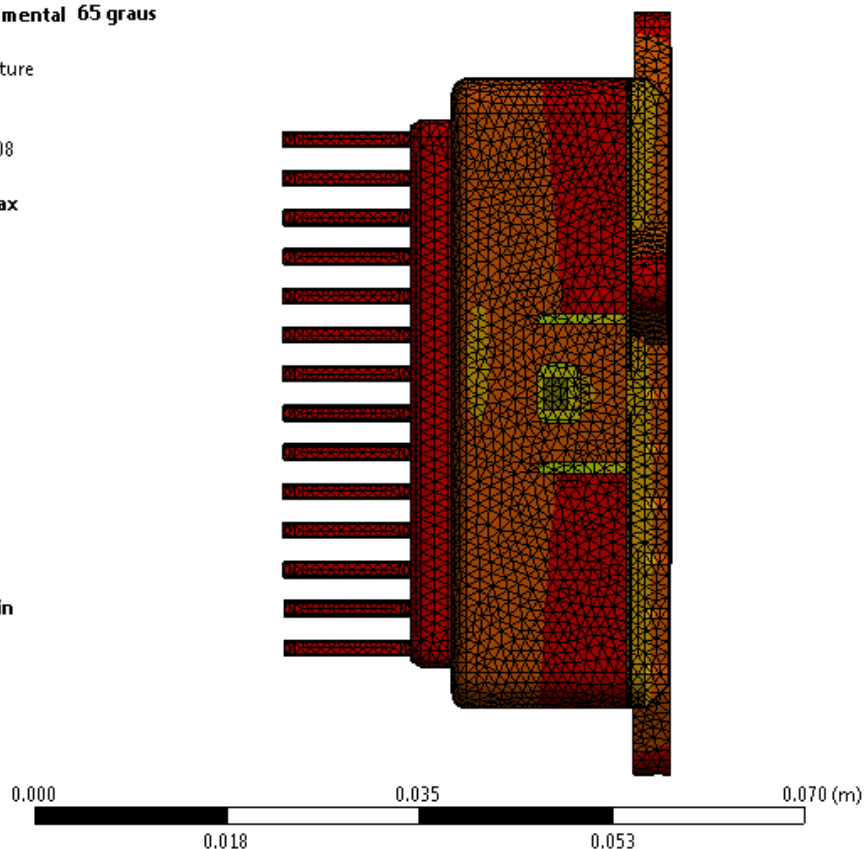
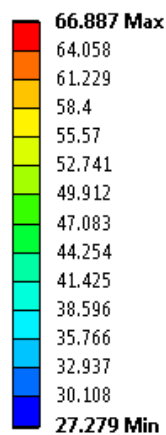


Figura B.3: Distribuição de temperaturas no dissipador e proteção do sensor, para temperatura ambiente de 65°C e 1 A. Vista exterior de lado.

As seguintes imagens representam o ar interior e exterior, num plano paralelo à base do dissipador. Os componentes do sistema estão ocultos, sendo apenas possível ver os seus contornos.

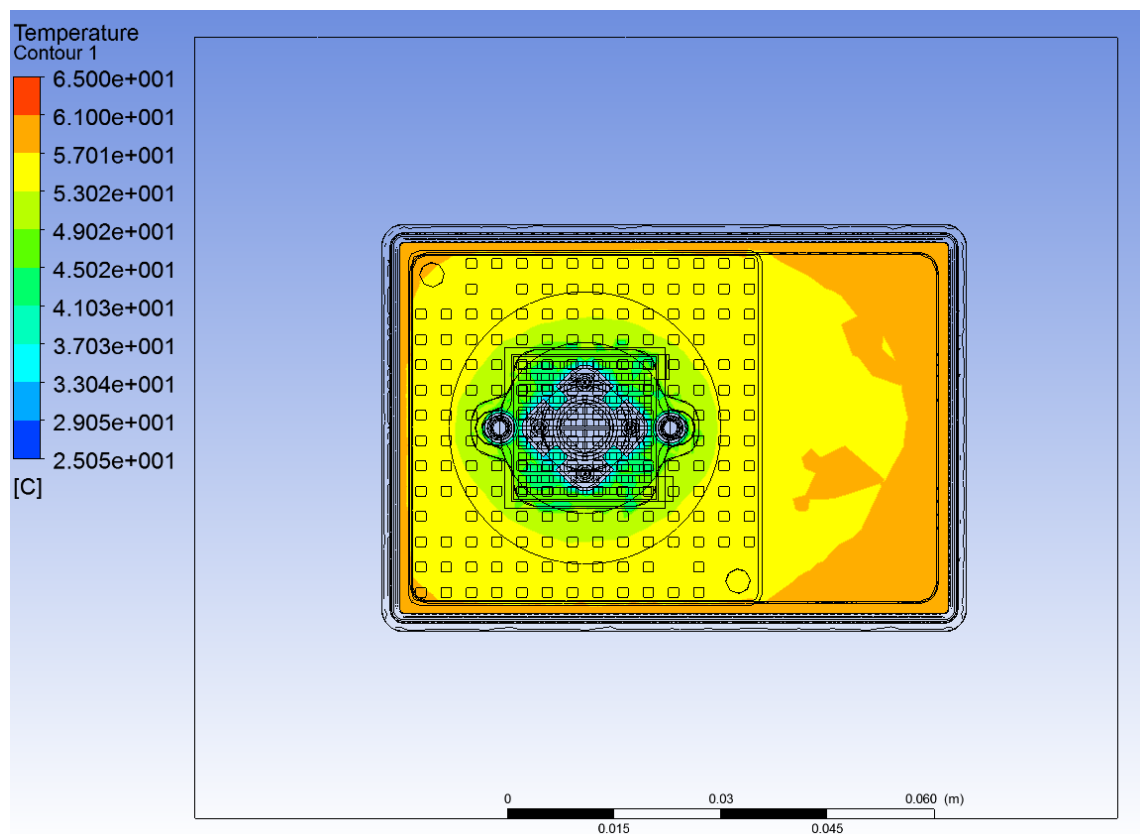


Figura B.4: Distribuição de temperaturas no ar interior para temperatura ambiente de 65°C e 1 A. Vista de cima.

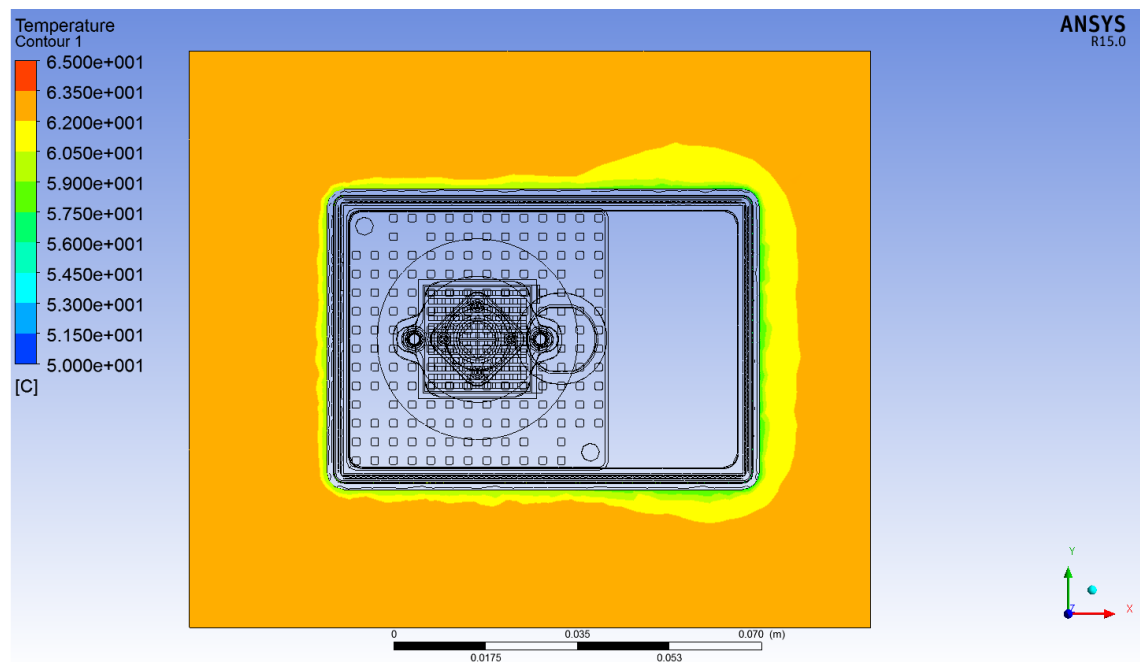


Figura B.5: Distribuição de temperaturas no ar exterior para temperatura ambiente de 65°C e 1 A. Vista de cima.

É possível observar, na próxima imagem, a variação da temperatura do ar interior.

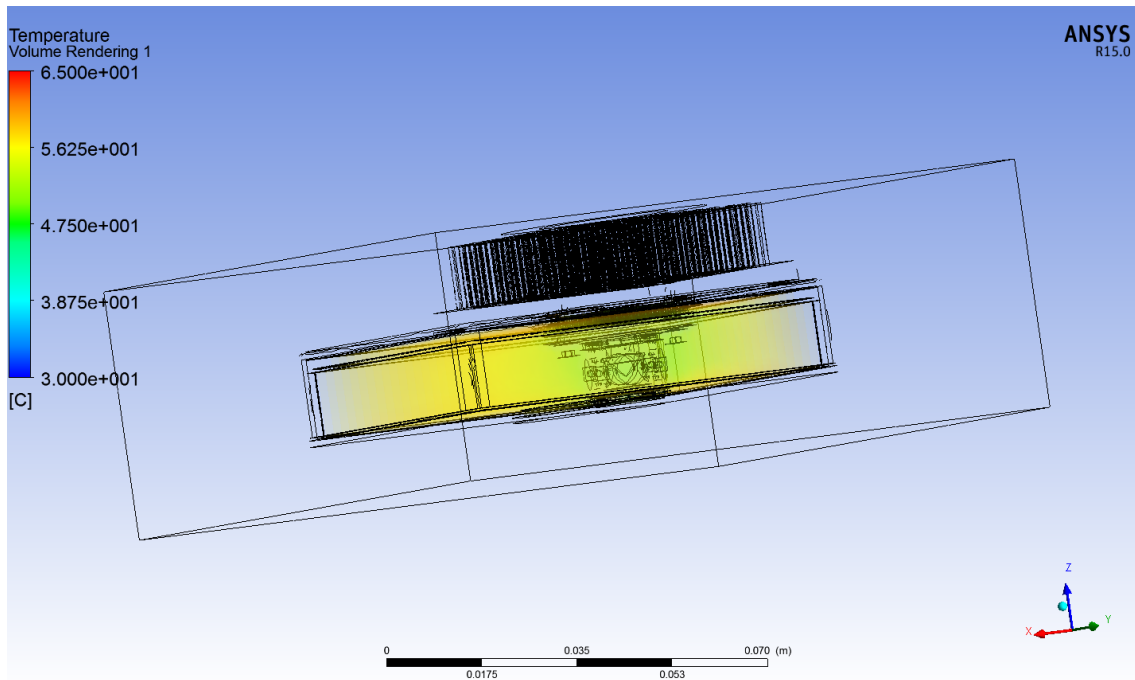


Figura B.6: Distribuição de temperaturas no ar interior para temperatura ambiente de 65°C e 1 A.

Anexo C

Teste experimental do sistema B: Resultados

Apresentam-se, nas tabelas C.1 e C.2, os resultados experimentais do teste ao sistema B para 70 e 75°C. Adicionalmente, estão também incluídos neste anexo a modificação realizada à resistência elétrica no programa EES, bem como novos resultados graças a essa mesma modificação.

Tabela C.1: Resultados para 70°C

70°C								
Corrente [A]	Voltagem [V]	Tc [°C]	Th [°C]	Δ (Th-Tc)	Potência calorífica absorvida do lado frio, Qc [W]	Potência calorífica libertada do lado quente, Qh [W]	Potência elétrica [W]	COP
0,25	1,3	56,3	70,6	70,6	0,2	0,5	0,2	1,0
0,50	2,4	46,3	71,0	71,0	0,8	1,7	0,9	0,8
0,75	3,3	38,2	71,8	71,8	1,2	3,2	2,0	0,6
0,95	4,1	32,7	72,4	72,4	1,6	4,7	3,1	0,5
0,97	4,2	32,3	72,6	72,6	1,7	4,8	3,2	0,5
0,99	4,3	31,8	72,7	72,7	1,7	5,0	3,3	0,5
1,01	4,3	31,4	72,7	72,7	1,7	5,2	3,4	0,5
1,05	4,5	30,6	73,0	73,0	1,8	5,5	3,7	0,5
1,07	4,6	30,1	73,0	73,0	1,9	5,7	3,8	0,5
1,09	4,6	29,7	73,1	73,1	1,9	5,9	4,0	0,5
1,20	5,0	27,7	73,6	73,6	2,2	6,9	4,7	0,5
1,60	6,5	21,8	75,7	75,7	2,9	11,0	8,1	0,4
2,00	8,0	19,3	77,7	77,7	3,9	16,0	12,1	0,3

Tabela C.2: Resultados para 75°C

75°C								
Corrente [A]	Voltagem [V]	Tc [°C]	Th [°C]	Δ (Th-Tc)	Potência calorífica absorvida do lado frio, Qc [W]	Potência calorífica libertada do lado quente, Qh [W]	Potência elétrica [W]	COP
0,50	2,4	50,9	76,2	76,2	0,7	1,6	0,9	0,8
0,75	3,4	43,0	77,0	77,0	1,3	3,3	2,0	0,7
1,10	4,8	34,0	78,3	78,3	2,0	6,0	4,0	0,5
1,25	5,3	31,4	79,0	79,0	2,3	7,5	5,1	0,5
1,30	5,5	30,4	79,3	79,3	2,4	7,9	5,5	0,4
1,50	6,3	28,2	80,2	80,2	3,0	10,1	7,2	0,4
1,85	7,6	24,7	82,3	82,3	3,7	14,3	10,6	0,4
2,10	8,6	22,9	84,5	84,5	4,1	17,4	13,4	0,3

Nas figuras C.1 e C.2 apresentam-se a mudança feita no EES à resistência do TEC, e resultados para 65°C e várias intensidades de corrente com a nova resistência elétrica, respetivamente.

"Funcionamento do Peltier"

A_peltier=0,0004 [m²] "Área de secção do Peltier"

S_m=2,84e-2 [V/K] "Coeficiente de Seebeck do Peltier"

R_m=(0,0183[ohm/K]*converttemp(K;C;(T_6+T_5)/2)+2,1944[ohm])*U_r "Resistência elétrica do Peltier, a variar linearmente com a temperatura"

R_m6=(0,0183[ohm/K]*converttemp(K;C;(T_6+(T_6+T_5)/2)/2)+2,1944[ohm])*U_r

R_m5=(0,0183[ohm/K]*converttemp(K;C;(T_5+(T_6+T_5)/2)/2)+2,1944[ohm])*U_r: U_r=1

K_m=0,142 [W/K] "Condutividade térmica do Peltier"

Q_cold_Side=S_m*T_5-I-K_m*(T_6-T_5)-0,5*R_m5*I² "Calor absorvido pelo lado frio"

Q_hot_Side=S_m*T_6-I-K_m*(T_6-T_5)+0,5*R_m6*I² "Calor libertado pelo lado quente"

Figura C.1: Alterações realizadas no programa do EES à resistência do TEC.

Parametric Table: Table 2										
	I	T _{2C}	T _{6C}	T _{5C}	ε _T	Q _{cold:Side}	Q _{hot:Side}	Q _J	Q _{parafusos}	V
	[A]	[C]	[C]	[C]	[C]	[W]	[W]	[W]	[W]	[V]
Run 1	0,2	54,97	65,4	54,67	10,73	0,274	0,4667	0,1317	0,1815	0,9632
Run 2	0,32	49,77	65,78	49,3	16,48	0,4282	0,9105	0,3325	0,2788	1,507
Run 3	0,44	45,07	66,25	44,45	21,8	0,5722	1,466	0,6209	0,3688	2,03
Run 4	0,56	40,85	66,81	40,07	26,74	0,7063	2,126	0,9949	0,4523	2,536
Run 5	0,68	37,04	67,46	36,13	31,33	0,8306	2,889	1,453	0,5299	3,027
Run 6	0,8	33,62	68,19	32,59	35,6	0,9456	3,749	1,995	0,6022	3,504
Run 7	0,92	30,56	69,01	29,42	39,58	1,052	4,706	2,62	0,6694	3,972
Run 8	1,04	27,85	69,9	26,61	43,29	1,149	5,757	3,329	0,732	4,43
Run 9	1,16	25,46	70,87	24,13	46,74	1,239	6,901	4,122	0,7903	4,881
Run 10	1,28	23,37	71,93	21,97	49,95	1,321	8,139	5,003	0,8446	5,327
Run 11	1,4	21,59	73,06	20,12	52,94	1,395	9,472	5,972	0,8949	5,769
Run 12	1,52	20,09	74,27	18,57	55,7	1,461	10,9	7,033	0,9416	6,209
Run 13	1,64	18,88	75,57	17,31	58,26	1,521	12,42	8,188	0,9846	6,647
Run 14	1,76	17,95	76,95	16,34	60,6	1,573	14,04	9,441	1,024	7,086
Run 15	1,88	17,29	78,41	15,66	62,75	1,618	15,77	10,8	1,06	7,526
Run 16	2	16,92	79,97	15,27	64,7	1,656	17,59	12,26	1,093	7,969

Parametric Table: Table 2		
	P _e	COP
	[W]	[W/(K*(m²))]
Run 1	0,1926	1,422
Run 2	0,4823	0,8878
Run 3	0,8933	0,6406
Run 4	1,42	0,4973
Run 5	2,058	0,4036
Run 6	2,803	0,3373
Run 7	3,654	0,2879
Run 8	4,607	0,2495
Run 9	5,662	0,2188
Run 10	6,819	0,1937
Run 11	8,077	0,1727
Run 12	9,437	0,1548
Run 13	10,9	0,1395
Run 14	12,47	0,1261
Run 15	14,15	0,1143
Run 16	15,94	0,1039

Figura C.2: Resultados, para 65°C de temperatura ambiente e vários valores de corrente.